



⑮ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 196 31 216 A 1**

⑤ Int. Cl.⁸:
B 60 K 41/22
F 16 H 37/02
B 60 K 17/08
F 16 H 59/06

⑲ Aktenzeichen: 196 31 216.7
⑳ Anmeldetag: 2. 8. 96
㉑ Offenlegungstag: 20. 3. 97

DE 196 31 216 A 1

③④ Innere Priorität: ③② ③③ ③①

23.08.95 DE 195308522	23.08.95 DE 195309294
23.08.95 DE 195309308	23.08.95 DE 195309316
23.08.95 DE 195309324	23.08.95 DE 195309332
02.10.95 DE 195367472	02.10.95 DE 195368630
02.10.95 DE 195368649	02.10.95 DE 195368657

⑦① Anmelder:

Luk Getriebe-Systeme GmbH, 77815 Bühl, DE

⑦② Erfinder:

Jürgens, Gunter, Dr., 76530 Baden-Baden, DE

⑤④ Getriebeeinheit

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur.

DE 196 31 216 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Getriebeeinheit mit einem stufenlosen Getriebe und mit weiteren Getrieben, insbesondere für Kraftfahrzeuge.

5 Derartige Getriebe sind in der EP 0 210 053, DE 41 13 386, GB 2 045 368 und GB 2 108 599 offenbart. Die EP 0 210 053 zeigt eine Getriebeeinheit mit einem stufenlosen Getriebe, wie Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, wobei die Wellen der Kegelscheibenpaare an- oder abtriebsseitig mit einer An- oder Abtriebswelle verbunden werden können, wobei die Eingangswelle, wie Antriebswelle, und die Ausgangswelle, wie Abtriebswelle, der Getriebeeinheit mittels Kupplungen und anderer Getriebestufen derart geschaltet werden können, daß jeweils wechselseitig eine Verbindung mit den Wellen der Kegelscheibenpaare hergestellt werden kann. 10 Somit wird erreicht, daß der nutzbare Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehrfach durchfahrbar ist.

Die GB 2 045 368 und die GB 2 108 599 offenbaren jeweils eine Getriebeeinheit mit einem stufenlosen Getriebe, wie Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroidgetriebe, wobei der Ausgang des stufenlosen Getriebes mit einem Eingang eines Überlagerungsgetriebes, wie Summiergetriebes, verbindbar ist und ein zweiter 15 Eingang des Summiergetriebes über eine Getriebestufe mit dem Eingang des stufenlosen Getriebes verbindbar ist, wobei der Ausgang des Summiergetriebes mit der Getriebeabtriebswelle verbunden ist.

Über diese Kupplungen kann sowohl die Getriebestufe mit fester Übersetzung auf den einen Eingang des Summiergetriebes als auch das Summiergetriebe alleine zu- und abgeschaltet werden. Gemeinsam ist den 20 Getrieben der oben genannten EP-Offenlegungsschrift und den GB-Offenlegungsschriften, daß der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehr als einmal durchfahrbar ist und die Bereichsumschaltung mittels Kupplungen vorgenommen wird, wobei die Getriebestruktur der EP-Offenlegungsschrift als i^2 -Getriebe bezeichnet wird und die Getriebestruktur der GB-Offenlegungsschriften als Geared-Neutral Strukturen mit Bereichsumschaltung bekannt sind.

25 Bei diesen Getriebestrukturen erfolgt die Umschaltung der Übersetzungsbereiche mittels Kupplungen, die formschlüssig oder reibschlüssig sein können. Die Schwierigkeit bei diesen Getrieben entsteht durch das Umschalten der Übersetzungsbereiche bei einer festen Getriebeübersetzung, so daß beispielsweise mittels Klauenkupplung oder Reibungskupplungen bei dem Umschaltpunkt geschaltet werden kann.

Aufgabe der Erfindung ist es, Getriebeeinheiten mit Mehrbereichsstrukturen zu schaffen, welche ein verbessertes Verhalten im Bereichswechsel als auch einen verbesserten Komfort aufweisen.

30 Es lag weiterhin die Aufgabe zugrunde, eine Getriebeeinheit zu schaffen, welche mittels einer gezielten Strategie bei der Ansteuerung, z. B. bei Bereichsumschaltungen, einen reduzierten Bauteileumfang bzw. eine vereinfachte Struktur aufweist.

Weiterhin lag der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zu schaffen, welches eine Ansteuerung 35 erlaubt, um ein komfortables Verhalten bei Bereichswchselfvorgängen zu realisieren.

Dies kann dadurch erreicht werden, daß bei Getriebeeinheiten mit Getrieben, welche den stufenlosen Getrieben über wenigstens zwei wechselweise zu- und abschaltbare Kupplungen mit veränderbarem übertragbarem Moment verbindbar sind, der Schaltvorgang bei Differenzdrehzahl beginnt und schleifend erfolgt. Bei solchen 40 Getriebeeinheiten ist der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehrfach nutzbar bzw. durchfahrbar.

Gemäß der Erfindung kann dies ebenso erreicht werden, indem die im stufenlosen Getriebe über wenigsten zwei wechselweise schaltbare Kupplungen mit veränderbar einstellbarem, übertragbarem Moment die weiteren Getriebe zuschaltbar sind, wobei der Schaltvorgang bei Differenzdrehzahl eingeleitet wird und schleifend 45 erfolgt.

Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn bei Getriebeeinheiten mit Mehrbereichsstruktur der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehr als einmal durchfahrbar ist, indem mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes im Kraftfluß der Getriebeeinheit zu- und abschaltbar sind, bei dem auch eine Betätigungsrichtungsumkehr erfolgt und die nach Betätigungsrichtungsumkehr geschlossene Kupplung vor oder nach Erreichen des Umschaltpunktes zu schließen beginnt. Dies kann in Abhängigkeit von dem Schub- oder Zugbetrieb erfolgen.

50 Die Betätigungsrichtung bei einem stufenlosen Getriebe, insbesondere bei einem Kegelscheibenumschlingungsgetriebe, gibt die Richtung der Ansteuerung, z. B. der axialen Position der Kegelscheiben an, welche verändert wird, um ein Übersetzungsverhältnis zu variieren, d. h. bei einem Kegelscheibensatz wird in der Regel eine Kegelscheibe axial festgehalten, wobei die zweite Kegelscheibe axial verlagerbar ist, wobei das Umschlingungsmittel des stufenlosen Getriebes bei Verlagerung seinen radialen Umlaufbereich bzw. Kontaktbereich verändert und somit ein verändertes Übersetzungsverhältnis eingestellt wird. Die Betätigungsrichtung bedeutet 55 in diesem Sinne eine bei vergrößertem Übersetzungsverhältnis in Richtung radial nach innen oder radial nach außen betätigbare Kegelscheibe und bei einer Veränderung der Betätigungsrichtung erfolgt eine Umkehr der Bewegungsrichtung der Verlagerung der Kegelscheibe.

Weiterhin kann in vorteilhafter Weise bei einem stufenlosen Getriebe ein Überlagerungsgetriebe, wie Summiergetriebe, mit zwei Eingängen und einem Ausgang im Drehmomentfluß nachgeordnet zu- und abschaltbar 60 sein, wobei wechselweise der eine Eingang mit nachgeschalteter Getriebestufe zu- und abschaltbar ist und der andere Eingang mit dem Ausgangsteil des stufenlosen Getriebes verbunden ist und über eine weitere Kupplung das Ausgangsteil des Überlagerungsgetriebes, wie Summiergetriebes, mit dem Ausgangsteil des stufenlosen Getriebes direkt oder indirekt über zumindest eine feste Übersetzungsstufe verbindbar ist und zumindest eine 65 Kupplung vor oder nach Erreichen des Umschaltpunktes zu schließen beginnt.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn bei einer Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur ein stufenloses Getriebe mit einer ersten und einer zweiten Welle im Momentenfluß angeordnet ist und die ersten und zweite Welle als Antriebs- oder Abtriebswelle des stufenlosen Getriebes wechselseitig mittels zumindest zweier Kupp-

lungen, insbesondere mittels vier Kupplungen, schaltbar sind und die erst n und die zweite Welle mittels Getriebestufen mit einer Getriebeeingangs- oder Getriebeausgangswelle verbindbar sind, wobei ein Umschaltvorgang von der ersten und zweiten Welle als Antriebs- oder Abtriebswelle vor der nach Erreichen eines Umschaltpunktes bei Differenzdrehzahl beginnt und schleifend erfolgt.

Weiterhin kann es besonders vorteilhaft sein, wenn zumindest eine der Kupplungen eine reibflüssige Kupplung, wie beispielsweise Reibungskupplung und/oder Magnetpulverkupplung, ist, wobei insbesondere alle Kupplungen solche Kupplungen sind.

Entsprechend des erfinderischen Gedankens kann es vorteilhaft sein, wenn eine Steuereinheit mit Sensoren und/oder anderen Elektronikseinheiten in Signalverbindung steht und anhand des Betriebspunktes die Übersetzung des stufenlosen Getriebes und das übertragbare Drehmoment von zumindest einer Kupplung der Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur ansteuert.

Im wesentlichen kann es zweckmäßig sein, wenn die Steuereinheit eine zentrale Computereinheit aufweist.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn Steuermittel zur Betätigung und Ansteuerung der Verstellzylinder und/oder Anpreßzylinder des stufenlosen Getriebes und zumindest einer Kupplung vorhanden sind, welche hydraulisch, mechanisch oder elektromotorisch betätigt werden.

Ebenso kann es zweckmäßig sein, eine Getriebeeinheit derart auszugestalten, daß ein Bereichswchsel des stufenlosen Getriebes bzw. der Getriebeeinheit mittels zumindest einer schlupfend angesteuerten Kupplung bei Differenzdrehzahl erfolgt.

Nach einem weiteren erfinderischen Gedanken kann es vorteilhaft sein, wenn bei einem Verfahren zum Steuern oder Regeln einer Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur mit einem stufenlosen Getriebe und anderen Getrieben der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehr als einmal durchfahrbar ist und über mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes andere Getriebeeinheiten im Kraftfluß zu- und abschaltbar sind, wobei die, nach erfolgter Betätigungsrichtungsumkehr des stufenlosen Getriebes, geschlossene Kupplung vor Erreichen des Umschaltpunktes zu schließen beginnt.

Nach dem erfindungsgemäßen Verfahren kann es vorteilhaft sein, wenn ein Bereichswchsel des stufenlosen Getriebes bzw. der Getriebeeinheit mittels zumindest einer schlupfend angesteuerten Kupplung bei Differenzdrehzahl eingeleitet wird oder erfolgt.

Der Schlupf bzw. die Differenzdrehzahl, bei der ein Schaltvorgang bzw. Umschaltvorgang erfolgt bzw. eingeleitet wird, beträgt vorzugsweise einen Wert kleiner 50 1/min, wobei ein Wert im Bereich 20 1/min bis 2 1/min bevorzugt wird.

Die Erfindung betrifft weiterhin eine Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur mit einem stufenlosen Getriebe und mit weiteren Getrieben. Bei diesen Getriebeeinheiten mit Mehrbereichsstruktur ist der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehrfach nutzbar.

Solche Getriebeeinheiten, wie insbesondere die Geared-Neutral-Getriebe, können in ihrem ersten Betriebsbereich bei einseitiger Drehzahl, bzw. bei einseitig anliegendem Moment, eine abtriebsseitige Drehzahl null bzw. ein abtriebsseitiges Drehmoment null aufweisen, d. h. bei einer solchen Getriebeeinheit kann mittels Drehzahlveränderung des stufenlosen Getriebes ein Anfahrvorgang ohne Ein- oder Auskuppeln vorgenommen werden. Die Drehzahlregelung, bzw. die Übersetzungssteuerung oder -regelung, steuert die Übersetzung derart, daß die in ein Summiergetriebe übertragenen Drehzahlen am Ausgang des Summiergetriebes zu der Drehzahl null überlagert werden, so daß ein Neutralzustand erreicht wird.

Ein Anfahren in Vorwärts- oder Rückwärtsrichtung wird durch eine veränderte Drehzahlregelung bzw. Übersetzungsregelung des Variators des stufenlosen Getriebes erreicht.

Die Übersetzungsansteuerung im Neutralbereich erweist sich in der Praxis als sehr problematisch, da bei geringen Schwankungen der Übersetzung des Variators des stufenlosen Getriebes eine geringe Schwankung des Fahrzeuges resultiert. Das Fahrzeug führt in diesen Zustand eine Schwingung nach vorn und nach hinten durch, was von den Fahrzeuginsassen als unangenehm empfunden werden kann.

Der Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, Getriebeeinheiten mit Mehrbereichsstrukturen zu schaffen, welche ein verbessertes Verhalten im Anfahrverhalten und im Neutralbereich als auch einen verbesserten Komfort aufweisen. Weiterhin sollte eine Getriebeeinheit geschaffen werden, welche aufgrund intelligenter Steuerverfahren weniger hohen Aufwand in der Herstellung benötigt.

Dies kann bei Getriebeeinheiten erfindungsgemäß dadurch erreicht werden, daß die weiteren Getriebe dem stufenlosen Getriebe über wenigstens zwei wechselweise schaltbare Kupplungen mit veränderbar einstellbarem übertragbarem Moment zuschaltbar sind, mit einem Steuergerät, welches die Übersetzung des stufenlosen Getriebes steuert und die Ansteuerung des jeweiligen übertragbaren Drehmomentes der Kupplungen vornimmt und eine Übersetzungsansteuerung und eine Ansteuerung eines gezielten übertragbaren Drehmomentes zumindest einer Kupplung mittels der Steuereinheit durchgeführt wird, wobei ein Schleifen oder Schlupfen der Kupplungen angesteuert wird, so daß ein Ankriechen des Fahrzeuges erfolgt.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn erfindungsgemäß bei einer Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur mit einem stufenlosen Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroid-Getriebe, dessen Übersetzungsbereich mehr als einmal durchfahrbar ist, und weitere Getriebe mittels mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes im Kraftfluß der Getriebeeinheit zu- und abschaltbar sind, wobei bei dem Umschaltpunkt auch eine Betätigungsrichtungsumkehr des stufenlosen Getriebes erfolgt, mit einem Steuergerät, welches die Übersetzung des stufenlosen Getriebes steuert, und die Steuerung des übertragbaren Drehmomentes der einzelnen Kupplungen vornimmt, und mittels einer Übersetzungssteuerung und einer Ansteuerung eines gezielten übertragbaren Drehmomentes von zumindest einer Kupplung, ein gezieltes Schleifen oder Schlupfen der Kupplung angesteuert wird, so daß ein Ankriechen des Fahrzeuges erfolgt. Der Umschaltpunkt ist definiert durch den gesteuerten

Wechsel der Betriebsbereiche, wobei bei dem Umschaltpunkt der Wechsel eingeleitet werden kann oder dieser bereits beendet ist.

Weiterhin kann es nach einem weiteren erfindungsgemäßen Gedankens vorteilhaft sein, wenn bei Getriebeeinheiten mit Mehrbereichsstruktur mit einem stufenlosen Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroid-Getriebe, dessen Übersetzungsbereich mehr als einmal durchfahrbar ist, indem mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes im Kraftfluß der Getriebeeinheit zu- und abschaltbar sind, wobei bei dem Umschaltpunkt auch eine Betätigungsrichtungsumkehr des stufenlosen Getriebes erfolgt und mit einem Steuergerät, welches die Übersetzung des stufenlosen Getriebes steuert und die Steuerung des jeweiligen übertragbaren Drehmomentes der einzelnen Kupplungen vornimmt und eine Übersetzungssteuerung und eine Ansteuerung eines gezielten übertragbaren Drehmomentes von zumindest einer Kupplung ein gezieltes Schleifen oder Schlupfen der Kupplung ansteuert, so daß ein Ankriechen des Fahrzeuges erfolgt.

Erfindungsgemäß kann es vorteilhaft sein, wenn bei einer Getriebeeinheit, bei der dem stufenlosen Getriebe ein Überlagerungsgetriebe, wie beispielsweise Summiergetriebe, mit zwei Eingängen im Drehmomentfluß nachgeordnet zu- und abschaltbar ist, wobei wechselweise der eine Eingang mit vorgeschalteter Getriebestufe zu- und abschaltbar ist und der andere Eingang mit dem Ausgangsteil des stufenlosen Getriebes verbunden ist und über eine weitere Kupplung das Ausgangsteil des Summiergetriebes mit dem Ausgangsteil des stufenlosen Getriebes direkt oder indirekt verbindbar ist oder das Summiergetriebe blockierbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Übersetzung des stufenlosen Getriebes und das übertragbare Drehmoment von zumindest einer Kupplung derart angesteuert werden, daß das Fahrzeug ankriecht.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn die Kupplungen zum Zu- und Abschalten von Getriebestufen zu oder in den Drehmomentfluß, einen kontinuierlich steuerbaren Bereich aufweisen, in welchem das übertragbare Drehmoment im wesentlichen kontinuierlich ansteuerbar ist. In diesem Bereich kann das übertragbare Drehmoment zwischen einem vollständig eingerückten Kupplungszustand mit voll übertragenem Moment und einem vollständig ausgerückten Zustand mit Drehmoment null eingestellt werden.

Erfindungsgemäß kann es vorteilhaft sein, wenn die Kupplungen reibschlüssige Kupplungen, wie beispielsweise Reibungskupplungen und/oder Magnetpulverkupplungen, sind.

Vorteilhaft kann es ebenso sein, wenn mit Hilfe der Einstellung der Getriebeübersetzung des stufenlosen Getriebes das Vorzeichen oder die Richtung des Ankriechmomentes und somit die Richtung des Ankriechens des Fahrzeuges festgelegt wird. Bei einem oben genannten Geared-Neutral-Getriebe wird eine abtriebsseitige Drehzahl auf den Wert null eingestellt, in dem die Übersetzung des stufenlosen Getriebes einen vorbestimmten Wert annimmt. Wird nun die Übersetzung in die eine oder in die andere Richtung geringfügig verändert, so liegt am Ausgang der Getriebeeinheit eine Drehzahl vor, die ungleich null ist und ein positives oder negatives Vorzeichen aufweist. Wird nun mit der zumindest einen Kupplung, welche in dem einen Betriebsbereich des Mehrbereichsgetriebes geschlossen ist, ein gezieltes übertragbares Drehmoment eingestellt, so erfolgt eine Momentensteuerung oder -regelung und das abtriebsseitige Drehmoment kann auf einen Wert eingestellt werden, welcher das Fahrzeug ankriechen läßt. In diesem Zusammenhang ist es vorteilhaft, die eine Kupplung mit Schlupf anzusteuern, welche in dem Betriebsbereich des Neutralpunktes geschlossen ist, um eine, in der Kupplung vorherrschende Differenzdrehzahl zu minimieren. Ebenso kann eine Ansteuerung der in diesem Betriebsbereich geöffneten Kupplung zur Momentensteuerung verwendet werden.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes eine Übersetzung, kennzeichnet, bei welchem bei gegebener Eingangsdrehzahl der Getriebeeinheit die Abtriebsdrehzahl der Getriebeeinheit null ist und bei einer dem gegenüber veränderten Übersetzung eine positive oder negative Übersetzung erfolgt und am Ausgangsteil der Getriebeeinheit ein Ausgangsdrehzahl und ein Ausgangsmoment anliegt, welches ein positives oder ein negatives Vorzeichen aufweist und mittels einer Momentensteuerung mittels zumindest einer Kupplung ein Ankriechen des Fahrzeuges erfolgt.

Weiterhin kann es nach einem weiteren erfinderischen Gedanken vorteilhaft sein, wenn bei einem Verfahren zur Steuerung oder Regelung einer Getriebeeinheit mit einem stufenlosen Getriebe und weiteren über Kupplungen zu- und abschaltbaren Getrieben mit einer Steuereinheit und zumindest einem Stellglied zur Einstellung des Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes und des übertragbaren Drehmomentes der jeweiligen Kupplungen je nach Einstellung einer Vorwärts- oder Rückwärtsfahrstufe das Übersetzungsverhältnis des stufenlosen Getriebes so angesteuert wird, daß abtriebsseitig eine Vorwärts- oder Rückwärtsfahrgeschwindigkeit resultiert, wobei das abtriebsseitig resultierende Drehmoment mittels zumindest einer gezielt angesteuerten Kupplung eingestellt wird.

Die Steuereinheit steuert das Übersetzungsverhältnis des stufenlosen Getriebes mittels Stellmitteln, wie z. B. Hydraulikzylindern, um die geeignete Übersetzung einzustellen, bzw. um eine geeignete Anpressung des Umschlingungsmittels des Kegelscheibenumschlingungsgetriebes zu gewährleisten. Die Stellmittel können aber auch mechanische oder elektromotorisch betriebene Mittel zur Einstellung der axialen Position der Kegelscheiben vorsehen.

Die Stellmittel zur Kupplungsansteuerung können mechanisch, hydraulisch, elektromotorisch oder magnetisch angesteuert und betätigt werden.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn mittels zumindest eines gezielt angesteuerten übertragbaren Drehmomentes zumindest einer Kupplung eine Momentensteuerung der Getriebeeinheit beim Anfahren oder beim Ankriechen erreicht wird.

Im wesentlichen kann es vorteilhaft sein, wenn mittels einer gezielten Ansteuerung des übertragbaren Drehmomentes von zumindest einer Kupplung die in dem Betriebsbereich bei antriebsseitiger Drehzahl der Getriebeeinheit und abtriebsseitiger Drehzahl null geschlossen ist und einer gezielten Übersetzungssteuerung des stufenlosen Getriebes eine Momentensteuerung realisiert ist, welche das Fahrzeug ankriechen läßt.

Die Erfindung betrifft nach einem weiteren erfindungsgemäßen Gedanken eine Getriebereinheit insbesondere für Kraftfahrzeuge mit einer Hybridantriebsanordnung. Solche Getriebereinheiten sind beispielsweise durch die DE 41 13 386 bekannt geworden.

Der Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, eine Getriebereinheit insbesondere für Kraftfahrzeuge mit einer Hybridantriebsanordnung zu schaffen, welche eine verbesserte Funktionsweise aufweist und mit einfachen Mitteln einen homogenen Abtriebsverlauf sicherstellt. Weiterhin lag die Aufgabe zugrunde, ein komfortableres Verhalten einer solchen Getriebereinheit zu erreichen.

Eine weitere Aufgabe der Erfindung bestand darin, eine Steuerstrategie derart auszugestalten, daß der Wechsel von Antriebsaggregaten oder Energiespeichern komfortabel durchzuführen und die Antriebsanordnung mit geringen Verlusten betreiben zu können.

Erfindungsgemäß kann dies dadurch erreicht werden, daß eine Getriebereinheit insbesondere für Kraftfahrzeuge mit einer Hybridantriebsanordnung mit in Kraftfluß zu- und abschaltbaren Getrieben versehen werden kann. Vorteilhaft kann es in diesem Zusammenhang sein, wenn die Getriebe ein stufenlos einstellbares Getriebe sowie zumindest ein weiteres Getriebe umfassen. Diese stufenlos einstellbaren Getriebe können beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroid-Getriebe aber auch Reibrad-Getriebe bzw. Reibring-Getriebe sein. Die weiteren Getriebe können beispielsweise feste Übersetzungsstufen sein oder aber auch Überlagerungsgetriebe, wie beispielsweise Planetengetriebe oder Differentiale, welche beispielsweise mit zwei Eingängen versehen sind und mit einem Ausgang, wobei eine Überlagerung der beiden Eingangsdrehzahlen derart durchgeführt werden kann, daß bei Eingangsdrehzahl ungleich null beispielsweise der Abtriebe eine Drehzahl von null aufweisen kann.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn die weiteren Getriebe dem stufenlos einstellbaren Getriebe in Serie und/oder parallel zu- und abschaltbar sind.

Nach dem erfinderischen Gedanken kann es vorteilhaft sein, wenn der Ausgang des stufenlos einstellbaren Getriebes auf einen Eingang eines Überlagerungsgetriebes zu- und abschaltbar ist.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn der Eingang eines Getriebes mit festem Übersetzungsverhältnis mit einem Eingang der Getriebereinheit verbindbar ist. Ebenso kann es vorteilhaft sein, wenn der Ausgang eines Getriebes mit festem Übersetzungsverhältnis einem Eingang des Überlagerungsgetriebes zu- und abschaltbar ist. Weiterhin kann es besonders zweckmäßig sein, wenn die dem stufenlosen Getriebe zu- und abschaltbaren Getriebe mittels Kupplungen zu- und abschaltbar sind. Insbesondere ist es vorteilhaft, wenn wenigstens eine der Kupplungen eine reibschlüssige Kupplung ist, wie eine Reibungskupplung oder Lamellenkupplung oder Magnetpulverkupplung. Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn die Kupplung eine trocken- oder naßlaufende Kupplung ist.

Erfindungsgemäß kann es vorteilhaft sein, wenn zumindest eine Kupplung in jedem Einrückzustand zwischen einem eingerückten und einem ausgerückten Zustand ansteuerbar und fixierbar ist. Diese Ansteuerung oder Fixierung kann mittels eines Stellmittels vorgenommen werden, das von einer Steuereinheit angesteuert wird. Das Stellmittel kann ein mechanisches Stellmittel, wie elektromotorisch betätigte Ausrückgabel, oder ein hydraulisch angesteuertes Stellmittel sein, wie beispielsweise mittels Hydraulikzylindern angesteuerte Ausrückmittel oder beispielsweise ein Hydraulikzentralausrücker.

Weiterhin kann eine elektromotorische Betätigung direkt auf ein Ausrücklager als Stellmittel Verwendung finden. Die Stellmittel sind derart ansteuerbar, daß sie jede Position des Einrückzustandes zwischen einem vollständig eingerückten und vollständig ausgerückten Zustand der Kupplung ansteuern und fixieren können, so daß das übertragbare Drehmoment der Kupplung im wesentlichen kontinuierlich zwischen einem Wert null bei einer völlig ausgerückten Kupplungsposition und dem maximal übertragbaren Wert des Drehmomentes bei völlig eingerückter Kupplung.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn das übertragbare Drehmoment von zumindest einer Kupplung mittels einer Steuereinheit und einem Stellmittel gezielt angesteuert wird. Die Steuereinheit bedient bei einer Ansteuerung der Kupplung die Stellmittel mit einem Steuersignal, so daß die Stellmittel in den gewünschten Einrückzustand positionieren und das übertragbare Drehmoment entsprechend den vorgegebenen Werten eingestellt wird. Entsprechend des erfinderischen Gedankens kann es vorteilhaft sein, wenn mittels zumindest einer gezielt ansteuerbaren Kupplung das Abtriebsmoment der Getriebereinheit gesteuert wird. Die Kupplung wird in diesem Falle derart angesteuert, daß das übertragbare Drehmoment geringer ist als das, nominale Drehmoment, so daß das Abtriebsmoment sich durch das momentan maximal übertragbare Drehmoment ergibt. Im Falle eines höheren anliegenden Motormomentes wird die Kupplung in einen schlupfenden Zustand versetzt, so daß ein höheres Drehmoment als das momentan übertragbare Drehmoment nicht übertragen werden kann.

Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn zumindest eine Kupplung derart angesteuert wird, daß bei einem Anfahr- oder Ankriechvorgang und/oder bei einem Bereichswechsel und oder bei Zu- oder Abschaltvorgängen von Energiequellen und/oder Energiespeichern die Kupplung schlupfend das übertragbare Drehmoment steuert. Der Schlupf kann in diesem Falle größer gleich null sein, wobei die Größe des Schlupfes, d. h. die Größe der Differenz der Drehzahl zwischen Eingangs- und Ausgangselement der Kupplung, bestimmt wird und als Steuergröße Verwendung finden kann, um das anliegende Drehmoment zu steuern, wobei insbesondere bei einer Hybridantriebsanordnung die Schaltung der Antriebsaggregate und der Energiespeicher im Zusammenwirken miteinander gesteuert werden kann, so daß gezielt Energieflüsse von einem Antriebsaggregat beispielsweise in einen Energiespeicher gelenkt werden können oder aber die Antriebsaggregate beispielsweise abgeschaltet werden und die für den Fahrbetrieb notwendige Energie aus den Energiespeichern entnommen wird.

Weiterhin ist es bei einer erfindungsgemäßen Getriebereinheit zweckmäßig, wenn der Schlupf der Kupplung als Kenngröße verwendet wird, um die Energieaufnahme und -abgabe der Energiequellen und oder Energiespeicher zu steuern, wobei diese Steuerung in Abhängigkeit des Schlupfes und/oder anderen Größen vorgenommen werden kann.

Weiterhin kann es nach dem erfinderischen Gedanken vorteilhaft sein, wenn bei einer Getriebeeinheit mit einer Steuereinheit, wie beispielsweise einer zentralen Computereinheit, welche mit Sensoren und/oder anderen Elektronikseinheiten in Wirkverbindung steht und mittels ansteuerbarer Stellmittel die Übersetzung des stufenlos einstellbaren Getriebes und/oder das übertragbare Drehmoment von zumindest einer Kupplung ansteuert.

- 5 Weiterhin kann es vorteilhaft sein, wenn bei einer Getriebeeinheit mittels einer Steuereinheit zumindest eine Kupplung angesteuert wird, w bei das übertragbare Drehmoment der Kupplung das Abtriebsmoment der Getriebeeinheit bestimmt und aufgrund des sich einstellenden Schlupfes innerhalb der Kupplung die Antriebs-
- 10 einheiten, wie beispielsweise Verbrennungsmotor oder Elektromotor und/oder Energiespeicher, wie beispielsweise mechanischer Energiespeicher, wie Schwungrad, oder elektrischer Energiespeicher, wie Batterie oder Akkumulator, und/oder chemischer Energiespeicher in ihrer Momentenabgabe bzw. in ihrem Energiefluß gesteuert werden.

Bei Getriebeeinheiten nach dem erfinderischen Gedanken ist es besonders zweckmäßig, wenn der Schlupf der Kupplung, welche gezielt angesteuert wird, als Steuergröße verwendet wird, um die Energie- oder Momentenabgabe der Antriebseinheiten und/oder Energiespeicher zu regeln oder zu steuern.

- 15 Weiterhin ist es zweckmäßig, wenn eine Kupplung, welche mittels der Steuereinheit angesteuert wird und mittels des angesteuerten übertragbaren Drehmomentes das abtriebsseitige Drehmoment bestimmt wird, eine Kupplung zum Wechsel von Übersetzungsbereichen des stufenlos einstellbaren Getriebes ist.

Bei Getriebeeinheiten der erfindungsgemäßen Art mit einem stufenlos einstellbaren Getriebe und zumindest einem mittels Kupplungen zu- und abschaltbaren Getriebe insbesondere für Kraftfahrzeuge mit Hybridantrieb, bei welchen die vorhandenen Antriebsquellen und/oder Energiespeicher als Funktion des Bedarfs und der Zeit zu- und ab- und/oder umgeschaltet werden, kann es vorteilhaft sein, wenn eine Steuereinheit das übertragbare Drehmoment von zumindest einer Kupplung ansteuert, wobei die zumindest zeitweise schlupfende Kupplung eine im wesentlichen gleichmäßige Drehmomentabgabe gewährleistet.

- 20 Zweckmäßig kann es weiterhin sein, wenn das stufenlos einstellbare Getriebe ein Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder ein Toroid-Getriebe oder ein Reibrad-Getriebe oder ein Reibring-Getriebe ist.

Erfindungsgemäß kann es zweckmäßig sein, wenn bei einer Getriebeeinheit mit Hybridantriebsanordnung zumindest eine der Antriebseinheiten und der Energiespeicher vorhanden sind, wie Verbrennungsmotor, Elektromotor, mechanischer Energiespeicher, wie Schwungrad, elektrische Energiespeicher, wie Batterie oder Akkumulator, oder chemische Energiespeicher.

- 30 Nach einem weiteren erfinderischen Gedanken kann es bei Verfahren zur Steuerung einer Getriebeeinheit mit einer Hybridantriebsanordnung insbesondere für Kraftfahrzeuge vorteilhaft sein, wenn das übertragbare Drehmoment von zumindest einer Kupplung angesteuert wird, um das Abtriebsmoment der Getriebeeinheit zu steuern und der sich einstellende Schlupf als Steuergröße verwendet wird, um die Energie oder Drehmomentabgabe oder -aufnahme der Antriebsaggregate und/oder Energiespeicher zu steuern.

35 Stufenlose Getriebe können bei kleinerem Aufwand größere Spreizungsbereiche als Stufenautomatgetriebe überdecken und auch mit der freien Übersetzungswahl den Betrieb von Antriebsmaschinen im optimalen Kennfeldbereich in Zug und Schub ermöglichen. Sie erlauben zusätzlich, im Gegensatz zu Stufengetrieben, durch Leistungsverzweigung in Geared-Neutral-Strukturen auch den Anfahrbereich verlustarm abzudecken.

- Bisher wurde die Leistungsverzweigung bei stufenlosen Getrieben vor allem dazu benutzt, den schlechten Wirkungsgrad bei Teil- und Vollast zu verbessern. Durch eine mit Hilfe der Elektronik wesentlich verbesserte Anpreßstrategie für die reibschlüssigen Übertragungselemente ist die Teillasteffizienz nun auch ohne Verzweigung besser als bei den meisten Stufenautomatgetrieben.

40 So kann die Leistungsverzweigung mit wenig Aufwand durch geschickte Koppelung der auch sonst verwendeten Baugruppen (Variator, Planetensatz und zwei Kupplungen) für ein verlustarmes Anfahren ohne zusätzliches Anfaherelement benutzt werden.

- 45 Stufenlose Getriebe erlauben den Betrieb von Antriebsmaschinen in jedem Punkt des Betriebskennfeldes, also auch bei bestmöglichen Wirkungsgraden des Gesamttriebstrangs. Durch sorgfältige Optimierung werden heute Wirkungsgrade des CVTs möglich, die insbesondere bei Teillast besser als die von 4-Gang-Stufenautomaten sind. Da in Zukunft für eine bessere Fahrökonomie größere Getriebespreizungen und damit mehr Gänge erforderlich sind, wird der Vorteil von stufenlosen Getrieben gegenüber Mehrgang-Stufenautomaten noch größer.

Stufenlose Getriebe erlauben aber auch durch eine besondere Anordnung (bzw. Getriebestruktur) auf ein Anfaherelement, wie hydraulischen Drehmomentwandler oder Anfahrkupplung, zu verzichten.

- 55 Zunächst werden die Anforderungen und die erforderliche Spreizung von Fahrzeuggetrieben definiert. Es werden die verschiedenen Möglichkeiten zur Festlegung der Overdrive-Übersetzung beschrieben.

Darauf folgt ein kurzer Überblick über die wichtigsten automatischen Fahrzeuggetriebebauarten. Am Beispiel verschiedener stufenlos er Getriebe werden die verschiedenen Möglichkeiten für Anfaherelemente gezeigt.

- Im nächsten Kapitel wird die Möglichkeit beschrieben, wie man bei stufenlosen Getrieben ohne zusätzliches Anfaherelement endliche Antriebsdrehzahlen bei stehendem Abtrieb bekommen kann. Dies ist ohne Schlupf mittels Überlagerungsgetriebe möglich und ist in der Literatur als Geared Neutral oder Stellkoppelgetriebe oder Nullregelgetriebe bekannt. Es werden einige Beispiele von solchen Getriebestrukturen kurz beschrieben.

In Kapitel 3 werden die wichtigsten mathematischen Beziehungen für Planetengetriebestrukturen beschrieben. Zur Ableitung der Momenten- und Drehzahlverhältnisse in verzweigten Getriebestrukturen wird ein einfaches und übersichtliches Verfahren gezeigt.

- 65 Da Geared-Neutral-Getriebe als größte Übersetzung unendlich haben und somit die klassische Definition der Spreizung damit unendlich beträgt und nicht aussagekräftig ist, wird eine neue Definition der Spreizung von Geared-Neutral-Getriebe entwickelt.

Da die Momente in der Getriebestruktur bei niedrigen Abtriebsdrehzahlen sehr hoch werden können, werden

Möglichkeiten gezeigt, die maximalen Momente zu begrenzen, ohne dabei Einbußen an Fahrleistungen zu bekommen.

Getriebe haben je nach Aufwand und Ausführung unterschiedlich hohe Verluste. Es werden die hauptsächlichsten Verlustquellen bei automatischen Getrieben beschrieben.

Es wird empfohlen, nicht mit Wirkungsgraden und Antriebsleistungen zu rechnen, da dies bei geforderten Fahrzyklen nur iterativ zum Erfolg führt, sondern die geforderte Fahrleistung (Antriebsradleistungen) um die Verlustmomente zu erhöhen, um zur erforderlichen Antriebsleistung zu kommen.

Es werden Beispiele von umgewandelten Verlustkennfeldern, die auf das Abtriebsmoment bezogen sind, gezeigt.

Da Geared-Neutral-Getriebe aus Verlust- und Dimensionierungsgründen besser in mehreren Bereichen betrieben werden sollen, werden in Kapitel 5 die Steuerstrategien für ein komfortables Umschalten der Bereiche bzw. Anfahren und Anhalten entwickelt.

1. Fahrzeuggetriebe

In dieser Arbeit wird hauptsächlich der Einsatz von Getrieben für Pkw betrachtet. Die meisten Grundsätze gelten jedoch für alle Arten von Kraftfahrzeuggetrieben, und auch für andere Anwendungsfälle.

Antriebsmaschinen für Kraftfahrzeuge geben die maximale Leistung nur in einem schmalen Drehzahlbereich ab. Die heute praktisch ausschließlich zum Einsatz kommenden Verbrennungskraftmaschinen (Otto- und Dieselmotor) können außerdem erst ab einer bestimmten Drehzahl (Leerlaufdrehzahl) betrieben werden, Bild 1.1.

Bild 1.1: Motorkennfeld

Da Getriebe im allgemeinen nur einen endlichen Wandlungsbereich haben, ist außerdem beim Anfahrvorgang zum Überbrücken der Drehzahldifferenz zwischen Leerlaufdrehzahl des Motors und stillstehendem Getriebe im Regelfall ein Anfahrlelement notwendig, Bild 1.2. Als Anfahrlelemente werden sowohl Drehzahlwandler, das sind z. B. Rutschkupplungen, als auch hydrodynamische Drehmomentwandler, die vor allem bei Automatgetrieben eingesetzt werden, verwendet.

Um die installierte maximale Leistung auch schon bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten nutzen zu können, ist eine Wandlung von Drehmoment und Drehzahl erforderlich.

Bild 1.2: Triebstrangstruktur

Sowohl mechanische stufenlose Getriebe als auch Stufengetriebe haben im Regelfall einen endlichen Übersetzungsbereich = Spreizung. Die notwendige Getriebespreizung ergibt sich aus der maximal und minimal erforderlichen Übersetzung.

1.1 Übersetzungsbereich von endlich Übersetzten Getrieben

1.1.1 Bestimmung der niedrigsten Gesamtübersetzung (oberster Gang)

Entgegen der üblichen Vorgehensweise wird zuerst die gewünschte niedrigste Gesamtübersetzung bestimmt.

Fast durchgängig wird in der Literatur zunächst die Übersetzung gesucht, die erforderlich ist, um in der Ebene mit einem Fahrzeug die größtmögliche "Höchstgeschwindigkeit" zu fahren. In diesem Fall muß die Leistung gegen die Fahrwiderstände gleich sein der Motormaximalleistung minus der vom Motor bis zum Fahrbahnkontakt auftretenden Verlustleistungen.

Die Auslegung einer Fahrzeuggetriebeübersetzung ist heute unter dem Gesichtspunkt der maximal erreichbaren Höchstgeschwindigkeit nicht mehr begründbar. Sowohl bei Pkws als auch bei Nfzs sind die theoretisch erreichbaren Höchstgeschwindigkeiten höher als die von der Verkehrsdichte her möglichen oder die vom Gesetzgeber erlaubten Geschwindigkeiten.

Wird ein Fahrzeug in der Höchstgeschwindigkeit durch einen Eingriff in die Motorsteuerung begrenzt, wie dies z. B. bei Lkws, aber auch bei leistungsstarken Pkws der Fall ist, so ist eine Auslegung mit Hilfe der theoretisch erreichbaren Höchstgeschwindigkeit ebenfalls schwer nachvollziehbar.

Ist die Antriebsstrangübersetzung niedriger als die zum Erreichen der theoretischen Höchstgeschwindigkeit, spricht man von Schongang- oder Overdrive-Übersetzungen.

Ursprünglich hauptsächlich zur Lebensdauererhöhung von Motoren durch Reduzierung der Kolbengeschwindigkeit gedacht, wurden schon frühzeitig overdrive-Übersetzungen angeboten, in denen dann allerdings die mögliche Höchstgeschwindigkeit vermindert wird. Im Bild 1.3 ist aber auch zu sehen, daß der Beschleunigungsüberschuß gegenüber einer Auslegung für die Höchstgeschwindigkeit abnimmt.

Bild 1.3: Fahrleistungsdiagramm

Förster [1.1] definiert das Verhältnis der Triebstrangübersetzung zur Erreichung der theoretischen Höchstgeschwindigkeit zur kleinsten installierten Gesamtübersetzung mit ϕ . Nach welchen Kriterien wird dieser Wert ϕ festgelegt?

Höhn [1.2] zeigt eine Methode zur Ermittlung der Schongangübersetzung, die minimalen Treibstoffverbrauch erlaubt. Er weist jedoch bereits darauf hin, daß die Akzeptanz solch ausgeprägter Schongangübersetzungen nicht ohne weiteres erwartet werden kann.

In [1.3] wird vom Autor gezeigt, daß die notwendige Beschleunigungsfähigkeit im obersten Gang vom Leistungsgewicht des Fahrzeugs abhängig ist. Es wird dabei angenommen, daß der Durchschnitt der am Markt angebotenen Auslegungen auch mit den von den Fahrzeugkäufern akzeptierten Auslegungen übereinstimmt. Der Fahrer erwartet offensichtlich je nach installierter Leistung eine bestimmte Beschleunigungsfähigkeit, ohne daß er zurückschalten muß. Verschiedentlich wird vermutet, daß bei Automatgetrieben wegen der einfacheren Zurückschaltung ausgeprägtere Schongangübersetzungen zulässig sind. Daß dies nur in Grenzen gilt, wird in der genannten Literaturstelle ebenfalls gezeigt, Bild 1.4. (Auf der Ordinate ist die Beschleunigung unter Vernachlässigung der Fahrwiderstände aufgetragen.)

10 Bild 1.4: Maximale Radkraft im obersten Gang (aus [1.3])

Ob bei stufenlosen Getrieben wegen des zu erwartenden besseren Schalt- (= Übersetzungsverstell-) komforts und der frei wählbaren Höhe der Übersetzungsänderung andere Gesetzmäßigkeiten gelten, kann erst ab einer breiteren Marktdurchdringung beurteilt werden. Erste Eindrücke scheinen dies nicht zu bestätigen, da die Eckwerte der Antriebsstrangauslegung trotz größerer Spreizung sehr ähnlich denen von Stufenautomatgetrieben liegen.

Die Auslegung der Schongangübersetzung kann also am ehesten durch einen Vergleich mit den am Markt angebotenen Übersetzungen gefunden werden.

20 1.1.2 Bestimmung der größten Übersetzung

Die größtmögliche Übersetzung, die nutzbringend eingesetzt werden kann, ergibt sich aus der Kraftschlußgrenze zwischen Reifen und Fahrbahn. Hierbei sind Schwerpunktverlagerungen durch den Steigungswinkel und gegebenenfalls ein Anhängerbetrieb zu berücksichtigen. Die Ableitung der Gleichung ist in der Literatur zu finden.

Als Beispiel ergibt sich bei Förster [1.4] nach Bild 1.5 und einigen Vereinfachungen die Gleichung:

$$30 \quad \left(\frac{i}{r} \right) = \frac{mg}{M_m \eta_T} \frac{f_r + (\tan \alpha)_{\max}}{\sqrt{1 + (\tan^2 \alpha)_{\max}}} \quad (1.1)$$

mit M_m Motormoment im Anfahrbereich
 η_T Triebstrangwirkungsgrad
 f_r Rollwiderstand
 r Rollradius des Antriebsrades
 i Gesamtübersetzung

40 Bild 1.5: Bestimmung der maximalen Radkraft (aus [1.4])

Da die Verluste im Anfaherelement, egal ob Trockenkupplung oder hydrodynamischer Drehmomentwandler, sehr stark von der Anfahrübersetzung beim Anfahren bestimmt sind, erfolgt die Auslegung der Anfahrübersetzung manchmal auch nach den ertragbaren Verlusten bei gewünschter Kupplungsgröße bzw. Drehmomentwandlerauslegung.

Ist die Anfahrübersetzung zu niedrig gewählt, können im Fahrbetrieb erforderliche Kriechgeschwindigkeiten wegen Unterschreitung der niedrigsten Motordrehzahl nur mit schlupfender Kupplung gefahren werden. Die dann anfallende Verlustleistung ist von der Anfahrübersetzung abhängig: Das von der schlupfenden Kupplung zu übertragende Moment ist indirekt proportional der Anfahrübersetzung bei gegebener Zugkraft. Ferner ist die Differenzdrehzahl zwischen genutzter Motordrehzahl, die der Kupplungseingangsdrehzahl entspricht, und der Kupplungsausgangsdrehzahl, die der Getriebeeingangsdrehzahl entspricht, ebenfalls von der Übersetzung abhängig.

$$\begin{aligned} P_v &= -MK \cdot \Delta\omega \\ 55 \quad M_K &= F \cdot r/i \\ \Delta\omega &= (\omega_{\text{mot}} - \omega_{\text{Ge}}) \omega_{\text{Ge}} = \omega_r \cdot i; \omega_r = v/r; \\ P_v &= -F(r/i) (\omega_{\text{mot}} - i \cdot \omega_r) \\ P_v &= -F(\omega_{\text{mot}} r/i - v) \\ (1.2) \\ 60 \quad &\text{mit} \\ P_v &\text{ Verlustleistung des Anfaherelementes} \\ F &\text{ Radkraft} \\ v &\text{ Fahrgeschwindigkeit} \end{aligned}$$

Bei Automatgetrieben ist die Anfahrübersetzung ebenfalls hauptsächlich durch die ertragbaren Verluste bei Kriechfahrt und hoher Last (z. B. Anhängerbetrieb) bestimmt. Da jedoch bei üblichen Automatgetriebekonzepten der Spreizungsbereich einerseits vom Aufwand her vorgegeben ist und andererseits ein gewisser Overdrive-Effekt zwecks Verbrauchseinsparung und Motorgeräuschkürzung erwünscht ist, wird im allgemeinen die Anfahrübersetzung sehr knapp gewählt [1.3].

Für Pkws mit hoher spezifischer Leistung wird insbesondere die Anfahrwandlung durch die größtmögliche Beschleunigung an der Reifenschlupfgrenze bestimmt [1.4].

Im Bild 1.6 ist ein Vergleich der Anfahrbeschleunigungen von verschiedenen Schaltgetriebe- und Automatenfahrzeugen dargestellt. Bei den Automatenfahrzeugen ist die Anfahrwandlung des hydraulischen Drehmomentwandlers nicht berücksichtigt. Um das Kühlsystem des Fahrzeugs durch die hohen Verluste im Wandlungs-
bereich vor allem im Anhängerbetrieb und bei Steigung nicht zu überfordern, ist daher bei manchen Fahrzeugen mit Automatengetriebe die zulässige Steigung in Abhängigkeit vom Gesamtgewicht begrenzt.

Bild 1.6: Maximale Radkraft im Anfahrang (aus [1.3])

1.2 Stufengetriebe

Es werden als Beispiele nur automatische Getriebe behandelt.

1.2.1 Stirnradgetriebe mit Lastschaltkupplungen

Es war naheliegend, die schaltbaren, formschlüssigen Synchroneinheiten von Stirnradwechsel getrieben durch volllastschaltbare Kupplungen zu ersetzen. Trotzdem haben sich Stirnradgetriebe mit Lastschaltkupplungen bisher am Markt nur eine kleine Nische erobert. Es gibt dafür mehrere Erklärungen:

An den Gangwechsel bei Automatengetrieben werden vom Komfort her hohe Anforderungen gestellt. Wie im Kapitel 5 gezeigt wird, lassen sich diese Anforderungen durch Einsatz von Freiläufen in der Getriebestruktur leichter erfüllen. Jeder Freilauf, der naturgemäß nur in einer Drehrichtung Drehmoment übertragen kann, muß für den Schubbereich durch eine zusätzliche Kupplung überbrückt werden. Werden also bei einem 4-Gang-Getriebe für den guten Gangwechsel drei Freiläufe gebraucht (für den Gangwechsel 1/2, 2/3 und 3/4), so müssen zu den vier Vorwärtskupplungen drei Freilaufüberbrückungskupplungen zugefügt werden. D. h., das 4-Gang-Getriebe braucht dann 7 Kupplungen für vorwärts. Da für den Rückwärtsgang aus verschiedenen Gründen, die hier nicht näher erläutert werden, ebenfalls eine Lastschaltkupplung sinnvoll ist, ergibt sich für ein 4-Gang-Getriebe mit einem Rückwärtsgang damit die Zahl von maximal 8 Lastschaltkupplungen. 4-Gang-Planetengetriebe mit Koppelstrukturen benötigen für vier Gänge im Regelfall 5 bis 7 Lastschaltkupplungen, was einen zum Teil deutlich geringeren Aufwand bedeutet.

Auch ist der Außendurchmesser der Kupplungen beim Stirnradgetriebe durch den Achsabstand begrenzt. D. h., die Kupplungen müssen daher im Durchmesser klein bauen und kostenerhöhend eine höhere Lamellenanzahl aufweisen.

Konstruktiv ebenfalls nicht einfach ist die notwendige Drehdurchführung für die Ölzuführung der zu schaltenden 8 Kupplungen. (Bei Planetengetrieben werden teilweise Kupplungen gegen das Gehäuse (Band- oder Lamellenbremsen) benutzt, so daß die Anzahl der Drehdurchführungen wesentlich reduziert ist.) Weiter läßt sich zeigen, daß die Relativedrehzahl in den geöffneten Kupplungen höher werden kann als bei Planetengetrieben mit günstigen Strukturen, was sich auf die Getriebeverluste nachteilig auswirkt.

Im Beispiel von Bild 1.7 ist nur für die Schaltung vom 1. in den 2. Gang ein Freilauf (f im Gangrad I des 1. Ganges) eingesetzt.

Die Kupplungen K1 bis K4 verbinden reibschlüssig bei Druckbeaufschlagung die jeweiligen Losräder der zu schaltenden Gänge (g, l im 1., d, o im 2., c, p im 3., r, q im 4. und r, m im Rückwärtsgang) mit der Welle. Dies erlaubt Schaltungen ohne Zugkraftunterbrechung, wie sie bei Kraft [1.5] bzw. Förster [1.4] beschrieben sind. Im Kapitel 5 werden die Zusammenhänge auch unter Berücksichtigung von Toleranzen der gesteuerten Momente erklärt. Prinzipiell gelten diese Gesetze für Bereichumschaltungen durch Lastschaltkupplungen sowohl für Stirnradgetriebe, Planetengetriebe als auch sonstige Getriebestrukturen mit Lastschaltkupplungen.

Ein großer Vorteil der Stirnradgetriebe (Bild 1.7) ist der Fertigungsverbund zum manuellen Schaltgetriebe, der auch für die Getriebe von Saturn benutzt wird [1.6]. Ein weiterer Vorteil liegt in der freien Übersetzungswahl der einzelnen Gänge bei Stirnradgetrieben. Wird das zur Zeit vorhandene Basiswissen für Schaltungsabläufe, Reibbeläge für Schaltkupplungen und die heute üblichen, relativ niedrigen Motordrehmomente der hochdrehenden Verbrennungsmotoren berücksichtigt, so wäre bei einem neu gestarteten Wettbewerb zwischen Stirnradgetrieben und Planetengetrieben möglicherweise eine andere Marktdurchdringung der Stirnradgetriebe im Vergleich zum Planetengetriebe denkbar.

1.2.2 Planetengetriebe

Die hohe Leistungsdichte vom Planetengetriebe hat vor allem bei drehmomentstarken Motoren, wie sie früher üblich waren, Vorteile.

Bei Planetengetrieben können die schwierigen Drehdurchführungen für Kupplungen sogar komplett vermieden werden.

Eines der ersten Automatengetriebe, das Wilson-Getriebe [1.7], hatte für alle Gänge nur Bandbremsen (im Bild 1.8 über den Planetensätzen A, B, C, D), die ja keine Drehdurchführung des Drucköls erfordern.

Bild 1.8: Wilson-Getriebe (aus [1.7])

Drehmomentstarke, großvolumige Motoren mit "Büffel"-Charakteristik erlaubten Automatengetriebe mit 3 Gängen, es gab sogar Ausführungen mit 2 Gängen, aber dafür aufwendigem Drehmomentwandler. Der Wunsch nach einer Reduzierung des Treibstoffverbrauchs führte zu kleinvolumigeren Motoren mit höherem Drehzahl-

niveau, was zwangsläufig eine Erhöhung der Gangzahl mit sich brachte, um die nur in einem schmalen Drehzahlbereich verfügbare maximale Leistung nutzen zu können. Auch der Wunsch, mittels einer Schongangübersetzung die geforderte Fahrleistung in einem verbrauchsgünstigeren Bereich des Motorkennfeldes zu erreichen, erhöhte die Anforderung an die Gangzahl. Um 1990 erschienen die ersten 5-Gang-Planetengetriebe für Pkw am Markt.

Diese Getriebe haben auch Nachteile: Der Aufwand für die große Ganganzahl steigt beträchtlich und damit steigen auch das Bauvolumen, das Getriebegewicht und die Herstellkosten, aber auch die Verluste.

Die hohe Anzahl der Schaltelemente bringt an und für sich bereits eine Erhöhung der Getriebeverluste. Je mehr Elemente nicht geschaltet mit Relativdrehzahl rotieren, desto höher sind naturgemäß die Schleppverluste. Eine größere Anzahl von Gängen kann auch größere Ölpumpen für die Druckversorgung erfordern, was ebenfalls die Verluste erhöht. Schließlich erfordert die hohe Anzahl der Elemente eine sehr kompakte Bauweise, was mit den geringeren Lüftspielen in den Schaltkupplungen und den geringen Lufträumen zwischen drehenden Elementen und Gehäusen eine nochmalige Erhöhung der Schleppverluste mit sich bringt.

Will man den obersten Gang als Overdrive nutzen, so ergibt sich bei Anforderung einer höheren Motorleistung eine Rückschaltung, oft über mehrere Gänge. Es ist nicht einfach, diese Schaltvorgänge spontan und trotzdem mit hohem Komfort durchzuführen. Selbst wenn dies gelingt, ist doch vielfach das wechselnde Motordrehzahlniveau mit unterschiedlichem Geräuschpegel lästig.

Es scheinen hier nur zwei Lösungswege gangbar: Eine relativ geringe Ganganzahl mit hohen Übersetzungssprüngen zur Erzielung der erforderlichen Spreizung. Oder der genau umgekehrte Weg: Unendlich viele Gänge bei gegebener Spreizung — ein stufenloses Getriebe.

1.3 Variatoren (stufenlose Getriebe)

Die stufenlose Änderung der Übersetzung war seit jeher ein Traum der Ingenieure. Es gab die verschiedensten Ansätze, das von der Verbrennungskraftmaschine gelieferte Drehmoment stufenlos zu variieren. Einen interessanten Überblick bietet hier das 1947 erschienene Buch von Heldt, *Torque Converters or Transmissions* [1.7], in dem neben den heute noch üblichen hydrostatischen, mechanischen, hydrodynamischen und elektrischen Wandlern auch Wandler unter Ausnutzung des Trägheitsprinzips beschrieben werden.

Elektrische Wandler könnten im Hinblick auf Hybridantriebe wieder interessant werden, ja neueste Entwicklungen am Bussektor zeigen den Einsatz solcher Getriebe. Hier ist vor allem der Vorteil der frei wählbaren Fußbodenhöhe wegen des Entfalls des mechanischen Antriebsstranges gegeben.

Hydrostatische Wandler werden in Kapitel 2 in Leistungsverzweigung erwähnt. Sie haben sich jedoch bis heute in Straßenfahrzeugen nicht durchgesetzt.

1.3.1 Endlicher Stellbereich

Im Rahmen dieser Arbeit werden mechanische Variatoren mit endlichem Stellbereich benutzt. Grundsätzlich gelten jedoch alle Beziehungen des Kapitels 3 auch für andere Ausführungen von Variatoren.

Umschlingungsprinzip

Bei den mechanischen stufenlosen Getrieben haben heute Umschlingungsgetriebe die größte Stückzahl erreicht. Nach anfänglichen Versuchen mit Gummikeilriemen werden seit einigen Jahren metallische Umschlingungselemente verwendet.

Das Umschlingungselement läuft auf 2 Kegelscheibenpaaren (Bilder 1.14 bis 1.17). Durch Änderung des Abstands der Kegelscheibenpaare ändern sich die Betriebsradien. Das Verhältnis der Radien der Kegelscheiben bestimmt die Übersetzung.

Da das Drehmoment nur über Reibschluß übertragen wird, muß die Anpreßkraft der Scheibe an das Umschlingungselement ausreichend hoch sein, um schädliches Rutschen zu vermeiden. Die dabei auftretenden Verluste lassen sich durch entsprechende Maßnahmen reduzieren, so daß bei optimaler Anpressung und Gestaltung der Elemente Vollastwirkungsgrade $> 95\%$ erreicht werden können (Kapitel 4).

In Kraftfahrzeugen wird meist das VDT-Druckgliederband (Bild 1.9) verwendet. Eine weitere Ausführung, die vor allem in Industriegetriebenen verwendet wird, ist als Kette ausgebildet (Bild 1.10).

Bild 1.10: PIV-Kette

Die Verbindungsbolzen sind als Wiegestücke ausgebildet und sorgen so für niedere Verluste.

Reibradprinzip

Eine weitere Möglichkeit mechanischer stufenlos er Drehzahlwandler liegt im Reibradprinzip. Reibradgetriebe, entsprechend den erwähnten Ausführungsformen, bringen Drehrichtungsumkehr mit sich, während bei Umschlingungsgetrieben An- und Abtrieb in gleicher Richtung drehen.

Im Bild 1.11 ist das Grundprinzip von Toroid-Reibradgetrieben dargestellt. Zwischen zwei Halbschalen laufen mehrere auf den Umfang verteilte Reibräder. Die Radienverhältnisse der Berührungswälzkreise bestimmen die Übersetzung.

Um mit den hohen Anpreßkräften die Lager im Getriebegehäuse nicht zu belasten, und die Anzahl der Reibpartner zu erhöhen, werden Toriodgetriebe symmetrisch ausgeführt, so daß sich die Anpreßkräfte über die

Verbindungswelle gegenseitig abstützen.

Das Differenzdrehmoment zwischen Eingangs- und Ausgangsmoment wird von der Radführung der zwischen den beiden Halbschalen laufenden Rädern aufgenommen. Da die Kinematik der Teile neben einem Wälzanteil auch Bohrrührung bedingt, muß zur Abführung der Verluste ein Spezialöl, ein sogenanntes Traction Fluid, verwendet werden.

5

Bild 1.11: Halb-Toroid-Getriebe-Schema (aus [1.8])

Reibradgetriebe in Halb-Toroid-Ausführung (Bild 1.11) minimieren diesen Bohrreibungseinfluß, die Lager der Wälzkörper sind jedoch zusätzlich zu den durch die Drehmomentabstützung erforderlichen Kräften mit dem Axialanteil der Anpreßkräfte belastet [1.8].

10

Volltoroid-Anordnungen vermeiden diese Lagerverluste und nehmen dafür höhere Bohrreibungsverluste in Kauf (Bild 1.12).

Bild 1.12: Torotrak-Getriebe-Schema (aus [1.9])

15

Der Spreizungsbereich, das ist das Verhältnis der größten zur kleinsten Übersetzung, beträgt zwischen 3 und 9, je nach Ausführung. Da die Anpreßkräfte bei kleinen Radien und gegebenem Drehmoment sehr hoch werden, liegen die besten Wirkungsgrade im Bereich der Übersetzung von 1. Es werden daher meist nur Spreizungen zwischen 4 und 6 benutzt.

20

1.3.2 Unendlicher Stellbereich

Im Bild 1.13 sind verschiedene Möglichkeiten mechanischer stufenloser Getriebe gezeigt, die teilweise im ersten Ansatz die Möglichkeit bieten, den Wegradius am Antriebsselement Null werden zu lassen. Bei der Übersetzung unendlich wird so die gesamte Eingangsleistung zu Bohrleistung.

25

Wandler mit unendlichem Stellbereich werden bisher nur für kleine Leistungen eingesetzt [1.10]. Für Fahrzeuggetriebe bevorzugt man in diesem Fall hydrostatische Getriebe. Auch bei diesen wird jedoch vor allem bei höherer Leistung schwer ein günstiger Kompromiß gefunden [1.11].

30

Bild 1.13: Wirkprinzipien mechanisch stufenloser Getriebe

Eine elegante Möglichkeit, stufenlose Getriebe mit endlichem Stellbereich durch Leistungsverzweigung zur unendlichen Übersetzung zu verhelfen (G geared Neutral), ist im später folgenden Kapitel 2 beschrieben.

35

1.4 Anfahrlemente

Verbrennungskraftmaschinen haben eine minimale Betriebsdrehzahl, unter der sie keine Leistung abgeben können. Um mittels einer Verbrennungskraftmaschine aus dem Stillstand anfahren zu können, ist es daher erforderlich, die Differenzdrehzahl durch einen Drehzahlwandler zu überbrücken.

40

Da dies für die bisher üblichen stufenlosen Getriebe auch gilt, sind die im folgenden gezeigten Beispiele Kombinationen von verschiedenen Anfahrlementen mit stufenlosen Getrieben.

Anhand des ersten Beispiels werden die wichtigsten Elemente von stufenlosen Getrieben beschrieben.

Der Motorausgang (Kurbelwellenende) ist mit einem Anfahrlement (in diesem Falle eine Trockenkupplung) mit dem Getriebeeingang verbunden.

45

Mittels eines Planetenwendegetriebes wird wahlweise Rückwärtsfahrt ermöglicht. Im ausgeführten Beispiel wird dafür der Planetenträger mit einer formschlüssigen Kupplung mit dem Gehäuse verbunden. Bei Vorwärtsfahrt verbindet diese Schiebemuffe in der linken Lage das Hohlrad und den Planetenträger- der Planetensatz ist durchgekuppelt.

Auf den Kegelscheibensätzen läuft das Umschlingungselement, Band oder Kette, siehe Kapitel 1.3.1. Das Verhältnis der Laufradien bestimmt das Übersetzungsverhältnis. Das abtriebseitige Kegelscheibenpaar ist durch Stirnradstufen mit dem Differentialkorb der Antriebswellen verbunden.

50

Die Baugruppen können auch funktionsgleiche andere Ausführungsformen ersetzt sein, z. B. der Planetenwendsatz durch ein Vorgelegewendegetriebe u. ä.

55

1.4.1 Kupplungen

Reibschlüssige Kupplungen sind in der Lage, Drehmomente auch bei Differenzdrehzahlen durchzusetzen. Sie finden daher zum Anfahren im Automobilbau in mehreren Ausführungsarten Verwendung.

60

Trockenkupplungen

Bild 1.14: Trockenkupplung als Anfahrlement (aus [1.12])

Aufgrund des hohen Reibwerts der verwendeten Reibbeläge ($\mu = \approx 0,2 - 0,3$) kann im Regelfall mit einer Reibscheibe das notwendige Drehmoment übertragen werden. Die Abfuhr der Verlustwärme erfolgt bei hohem Temperaturniveau durch Strahlung und Konvektion. Trockenkupplungen sind die gebräuchlichsten Anfahrlemente für Handschaltgetriebe und dort millionenfach bewährt.

65

Naßkupplungen

Für stufenlose Getriebe werden zum Anfahren auch die naßlaufenden Lamellenkupplungen des Planetenwendgetriebes verwendet. Der niedrige Reibwert ($\mu \approx 0,15$) wird durch eine größere Anzahl von Reibflächen ausgeglichen. Der Durchsatz von Öl durch genutete Reibbeläge erlaubt eine gezielte Wärmeabfuhr der beim Anfahrvorgang entstehenden Verlustwärme. Das übertragbare Drehmoment ist proportional dem am Betätigungskolben anstehenden Öldruck, Bild 1.15.

Bild 1.15: Naßkupplung als Anfahelement (aus [1.13])

Der Übergang zwischen dem Restschleppmoment — nahe 0 — bei voll geöffneter Kupplung zu definierten Momenten, ist aufgrund des notwendigen Kolbenhubs totzeitbehaftet und kann daher Schwierigkeiten bei der Dosierung des Anfahrmoments bewirken, wenn nicht mit einem definierten Kriechmoment bei damit bereits schon anliegender Kupplung gearbeitet wird.

Magnetpulverkupplungen

Bild 1.16: Magnetpulverkupplung als Anfahelement (aus [1.13])

Die im Bild 1.16 gezeigte Magnetpulverkupplung als Anfahelement ist bei kleinen stufenlosen Getrieben in Gebrauch. Das übertragbare Drehmoment entspricht dem Stromdurchfluß durch eine Magnetspule. Diese Kupplungsart hat den Vorteil, daß der Übergang vom Drehmoment 0 zu kleinen Drehmomenten mit geringster Totzeit fein auflösbar ist und daher für den Anfahrvorgang günstige Voraussetzungen bietet. Der maximale elektrische Leistungsbedarf beträgt im ausgeführten Fall 40 W.

Hydrodynamische Kupplungen nutzen den Effekt, daß in einem vom Motor angetriebenen Teil, der Pumpe, Flüssigkeit durch Drehbewegung kinetischer Energie zugeführt und diese kinetische Energie abtriebsseitig wieder in mechanisches Drehmoment umgewandelt wird. Das übertragbare Drehmoment hängt ähnlich wie beim hydraulischen Drehmomentwandler nur vom Drehzahlverhältnis und von der Antriebsdrehzahl ab. Die Kupplungen sind in diesem Sinne nicht steuerbar.

Hydrodynamische Kupplungen waren bis zu Beginn der 80er Jahre in einigen Getriebeautomaten verwendet worden, wurden aber durch hydrodynamische Drehmomentwandler wegen der größeren Vorteile (Kapitel 1.4.2) ersetzt.

Für alle Kupplungen gelten folgende Gesetze:

Nur bei Differenzdrehzahl bestimmt das übertragbare Moment der Kupplung das Eingangs- und Ausgangsmoment.

Die Verluste in der Kupplung entsprechen dem übertragbaren Moment mal der Differenzdrehzahl.

$$P_v = M_K \cdot \Delta\omega \quad (1.2)$$

Die Anfahrverluste können am besten mittels einer hohen Anfahrübersetzung (siehe Kapitel 1.1.2) begrenzt werden.

1.4.2 Hydrodynamischer Drehmomentwandler als Anfahelement

Auch für (mechanische) stufenlose Getriebe werden hydrodynamische Drehmomentwandler, die eigentlich hydraulische stufenlose Getriebe sind, zum Anfahren benutzt, Bild 1.17.

Bild 1.17: Hydrodynamischer Drehmomentwandler (aus [1.13])

Ursprünglich von Föttinger als Getriebe für Schiffsantriebe mit hoher Leistung entwickelt, haben sich hydraulische Drehmomentwandler als Anfahelement bei Automatgetrieben durchgesetzt. Durch ein zusätzliches Element, das Leitrad, können die Impulskräfte der Betriebsflüssigkeit durch Umlenkung am Gehäuse abgestützt werden, so daß eine Drehmomentwandlung möglich wird. Drehmomentwandlung bedeutet ja, daß das Ausgangsmoment vom Eingangsmoment differiert, und da die Summe der Momente für ein abgeschlossenes System Null sein muß, wird bei der Momentenvariation das Differenzmoment zwischen Eingangs- und Ausgangsmoment am Gehäuse abgestützt. Die Wirkmechanismen hydrodynamische Drehmomentwandler werden durch zwei dimensionslose Kennzahlen (μ, λ) beschrieben, Bild 1.18.

Bild 1.18: Kennlinien eines Drehmomentwandlers

Die Wandlung μ als Verhältnis des Ausgangsmoments zum Eingangsmoment kann als Funktion des Verhältnisses der Ausgangsdrehzahl zur Eingangsdrehzahl v dargestellt werden. Da auch die hydrodynamische Drehmomentwandlung nicht ohne Verluste operieren kann, ist bereits bei einem Drehzahlverhältnis < 1 die Drehmomentwandlung gleich 1. Die dann noch vorhandene Differenzdrehzahl bestimmt im Kupplungsbereich ($M_a = M_e$) den Verlust. Die Drehmomentaufnahme bzw. -übertragbarkeit eines Drehmomentwandlers ist abhängig von der Eingangs-(Pumpen)-drehzahl ω , dem Kreislaufdurchmesser D und der Flüssigkeitsdichte ρ .

$$M_p = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \omega^2 \quad (1.3)$$

Die Leistungszahl λ ist ebenfalls eine Funktion des Verhältnisses der Ausgangs- zur Eingangs-drehzahl.
Der Wirkungsgrad des Wandlers ergibt sich aus der Multiplikation der Drehzahlwandlung mit dem Drehzahlverhältnis.

$$\eta = \mu \nu \quad (1.4)$$

5

Da im Wandlungsbereich ($\mu > 1$) bei gegebener Differenzdrehzahl bzw. Schlupf das abgegebene Drehmoment größer als das Eingangsmoment ist, wird der Wirkungsgrad des Wandlers beim Anfahrvorgang bei gleichem Schlupf besser als der von Kupplungen. Man kann auch umgekehrt sagen: Bei gleichem erforderlichen Abtriebsmoment — von den Fahrbedingungen her gegeben — ist ein kleineres Eingangsmoment wegen der Wandlung erforderlich und dies ergibt bei gleicher Differenz der Drehzahl kleinere Verluste.

10

Die Drehmomentaufnahme bzw. Drehmomentabgabe ist nicht steuerbar, sondern ergibt sich allein aus Eingangs-drehzahl und Drehzahlverhältnis.

Ursprünglich zuerst im Nutzfahrzeugbereich eingesetzt, haben sich seit 1970 zur Verbesserung des Treibstoffverbrauchs Überbrückungskupplungen für Drehmomentwandler bei Pkw-Automatgetrieben durchgesetzt. Hier wird parallel zur hydraulischen Drehmomentübertragung eine Reibkupplung eingesetzt. Neueste Entwicklungen steuern oder regeln das Drehmoment der Überbrückungskupplung bei Restschlupf, so daß die Momentenübertragungscharakteristik des Gesamtsystems nicht nur von der hydrodynamischen Charakteristik abhängig ist.

15

Während bei Stufengetrieben die Anfahrübersetzung immer einen endlichen Betrag haben muß und das Anfahelement daher bei der Auslegung der Getriebeübersetzungen und damit auch der Getriebeausführung berücksichtigt werden muß, ergibt sich bei stufenlosen Getrieben die Möglichkeit, alternativ zu einem diskreten Anfahelement durch Leistungsteilung mit dem sogenannten Geared-Neutral-Prinzip theoretisch eine Übersetzung von Unendlich für den Fahrzeugstillstand vorzusehen.

25

2. Das Geared-Neutral-Prinzip — ein Sonderfall von stufenlosen Getrieben

2.1 Ziel: Unendlich große Anfahrübersetzung

Wie sind unendliche Übersetzungen möglich?

30

Im Bild 2.1 ist zur Veranschaulichung folgendes gezeigt: Ein Fahrzeug steht mit konstanter Motordrehzahl, voll eingekuppelt mit einem Rad 1 auf festem Boden ($\omega_1 = 0$), das zweite Antriebsrad kann frei (z. B. auf einer Oberfläche mit einem Reibwert $= 0$) "durchdrehen". Durch das Kegelraddifferential wird die Drehzahl des durchdrehenden Rades doppelt so groß sein wie die Eingangs-drehzahl des Differentialkorbs. Ist nun gedanklich das freidrehende Abtriebsrad mittels eines Getriebes mit dem Differentialeingang verbunden, so wird sich bei einer Untersetzung im Getriebe von 2 an den Bedingungen des Systems nichts ändern.

35

Bild 2.1: Geared Neutral-Funktionsweise

Nimmt man nun gedanklich anstelle der festen Untersetzungsstufe ein stufenloses Getriebe und verringert in einem weiteren Gedankenschritt die Untersetzung, so wird zwangsweise das am festen Untergrund stehende Rad 1 nun Drehzahl aufnehmen müssen ($\omega_1 > 0$).

40

Bei der Untersetzung 1 des stufenlosen Getriebes wird $\omega_2 = \omega_e = \omega_1$.

Wird hingegen die Untersetzung des stufenlosen Getriebes über 2 erhöht, so beginnt das Rad 1 sich rückwärts zu drehen ($\omega_1 < 0$).

45

Man hat hier also einen Lösungsansatz, mit dem man durch Übersetzungsänderung eines stufenlosen Getriebes den Abtrieb (das Rad am festen Untergrund) sowohl vom Stillstand ausgehend zum Vorwärtsdrehen als auch zum Rückwärtsdrehen bringen kann.

2.2 Historie, Literatur

50

Die Möglichkeit, mit Überlagerungsgetrieben Übersetzungen von unendlich bzw. nahe unendlich darzustellen, ist schon lange bekannt.

R. Willis untersuchte die Wirkungsweise von Planetengetrieben und beschrieb einige davon im Jahre 1841 in "Principals of Mechanism" [2.1].

55

Eines dieser Getriebe ist ein Überlagerungsgetriebe mit Kegelrädern, mit einer Übersetzung von 1 : 108 646 502, Bild 2.2. Wird eines der Kegelradpaare durch ein stufenloses Getriebe ersetzt, läßt sich leicht vorstellen, daß das Verhältnis von Ausgangs- zu Eingangs-drehzahl (der Reziprokwert der Übersetzung) vom Positiven über Null zum Negativen änderbar ist.

60

Bild 2.2: Überlagerungsgetriebe nach Willis

Kutzbach [2.2] und Freiherr von Thüngen [2.3] brachten wesentliche Fortschritte in der Erkenntnis über die Wirkungsweise von Planetenüberlagerungsgetrieben. Vor allem wurde die bei Überlagerungsgetrieben auftretende Blindleistung und deren Auswirkung auf die Dimensionierung von Planetengetriebe und Variator und die entsprechenden Verluste aufgezeigt. Überlagerungsgetriebe werden aus mehreren Gründen benutzt. Einerseits ist es damit möglich, den Vollastwirkungsgrad des Gesamtgetriebes zu erhöhen, indem der im Wirkungsgrad schlechtere variable Teil nur mit einem Anteil der Leistung betrieben wird, der andere Teil wird über Zahnrad-

65

getriebe mit gutem Wirkungsgrad geleitet. Andererseits ermöglicht Leistungsteilung bei Summiergetrieben das Geared-Neutral-Prinzip.

Looman bringt einige Beispiele von leistungsverzweigten Getrieben und warnt davor, daß man bei Geared Neutral oft die hohen Blindleistungen vergißt [24].

- 5 Eine Ausführungsmöglichkeit ist das leistungsverzweigte Getriebe der AUSTIN CORPORATION (Bild 2.3), in dem ein hydrostatisches Getriebe in Leistungsverzweigung betrieben wird. Eine zusätzliche Kupplung erlaubt ab der Übersetzung 1 den durchgekuppelten Betrieb ohne die leistungsabhängigen Verluste im Variator. (Die Schleppverluste der nun leistungsfrei umlaufenden Getriebeteile bleiben natürlich bestehen!)

10 Bild 2.3: Leistungsverzweigtetes Getriebe von Austin (aus [24])

Weiters wird in dieser Literaturstelle mit Hilfe des Sankey-Diagrammes anschaulich der Blindleistungsfluß bei Stellkoppelgetrieben beschrieben (Bild 2.4).

15 Bild 2.4: Blindleistung bei Stellkoppelgetrieben (aus [24])

Im Planetensatz wird ein Teil (P_1) der Leistung zurück zur Eingangs Zahnradstufe geleitet und fließt hier zusammen mit der Eingangsleistung (P_A) über den Variator. Der Variator wird also mit einer höheren als der Eingangsleistung belastet, dies nennt man Blindleistung.

- 20 Jarchow hat mehrere Strukturen leistungsverzweigter Getriebe beschrieben [25]. Er nutzt das Prinzip der Leistungsverzweigung, um die Bereiche zwischen den diskreten Übersetzungsstufen eines Schaltgetriebes stufenlos zu überbrücken. Da bei dieser Anordnung der Leistungsfluß im hydrostatischen Variator klein ist, und die Verluste im schaltgetriebeähnlichen Verzahnungsteil ebenfalls niedrig sind, ergeben sich sehr gute Wirkungsgrade über den ganzen Betriebsbereich.

- 25 Jarchow verwendet bei einer Ausführung die Möglichkeit der Drehrichtungsumkehr in Hydrostaten (a und b im Bild 2.5), um aus dem Stillstand sowohl vorwärts als auch rückwärts anfahren zu können.

Er weist jedoch auch darauf hin, daß bei großen Leistungen die hydrostatische Einheit für den Anfahrvorgang relativ groß bauen und sich daher der Einsatz einer Anfahrkupplung empfehlen würde.

30 Bild 2.5 : 5-Gang SHL-Getriebe nach Jarchow (aus [25])

Renius berichtet von einem Kettenwandler in Geared-Neutral-Verzweigung in einem Traktorgetriebe [26]. Da Traktorgetriebe auch bei Rückwärtsfahrt die volle Antriebsleistung benötigen, und bei der Geared-Neutral-Anordnung die Blindleistung dabei hoch würde, benützt Renius Geared Neutral nur für den Anfahrbereich vorwärts, es wird durch eine zusätzliche Kupplung (R) der Planetensatz als Rückwärtsgangstufe verwendet, Bild 2.6.

Bild 2.6: Traktorgetriebe nach Renius (aus [26])

- 40 Heidemeyer bringt in mehreren Veröffentlichungen — u. a. [27] — die Struktur einer Geared-Neutral-Anordnung mit Umschlingungsvariator für Frontantriebsfahrzeuge.

Bild 2.7: Geared-Neutral-Struktur mit Umschlingungsvariator (aus [27])

- 45 Diese Struktur ist auch in anderen Veröffentlichungen [28] zu finden. Sie ist in Bild 2.7 gezeigt.

- Über einen Torsionsdämpfer wird ein Variator angetrieben, dessen Abgang das Sonnenrad eines Planetensatzes antreibt. Der Steg des Planetensatzes ist über ein Stirnradgetriebe und eine schaltbare Kupplung K1 mit dem Antrieb verbunden. Der Planetensatz läßt sich mit der Kupplung K2 überbrücken. Durch diese Anordnung ist es möglich, wie später gezeigt wird, den Variator sowohl in Geared Neutral (Bereiche R, N, V_1) zu benutzen als auch bei geöffneter Kupplung K1 und geschlossener Kupplung K2 im üblichen Betrieb (V_2). Damit läßt sich die Beanspruchung des Variators im Geared-Neutral-Bereich reduzieren. Obwohl Heidemeyer viele Vorteile dieser Struktur sieht, warnt er vor den Problemen der Blindleistungsflüsse, der Momentenbelastung der CVT-Komponente und vor Momentenspitzen im Null-Durchgang. Zitat: "Der Steueraufwand ist erheblich."

- 50 In [29] werden mehrere Ansätze von Geared-Neutral-Strukturen beschrieben. In den 60er Jahren wurde der sogenannte Perbury-Drive entwickelt, der dann auch von der Fa. TOROTRAK weiterentwickelt wurde. Kemper verwendete 1979 ebenfalls ein Reibradprinzip, um kupplungslos in einem Geared-Neutral-Getriebe anfahren zu können. Mehrere dieser Getriebe sollen in industrieller Anwendung problemlos gelaufen sein. Das oben erwähnte TOROTRAK-Getriebe ist in Bild 1.12 im Kapitel 1 abgebildet und u. a. in [2.10] beschrieben.

- 55 In neuester Zeit wurde eine leistungsverzweigte Struktur, allerdings mit drei Kupplungen, in [2.11] beschrieben. Hierbei soll der erhöhte Leistungsbedarf des Variators im Rückwärtsgang, wie in [26], vermieden werden.

Alle diese Getriebevarianten in Leistungsverzweigung konnten sich bis heute für Pkw und Nfz praktisch nicht am Markt durchsetzen. Dies hat vermutlich mehrere Gründe. Einer davon ist wohl in den meist verwendeten Variatorausführungen zu suchen:

- 60 Hydrostatische Verstellereinheiten bauen von der Leistungsdichte her sehr günstig, können jedoch die Geräuschanforderungen eines heutigen, modernen Fahrzeugs nicht erfüllen.

Reibradgetriebe benötigen in den üblichen Ausführungen mit hohen Bohrverlusten Traction Fluids, um trotz notwendiger Schmierung noch ausreichende Reibzahlen zu liefern.

Ein sehr großes Problem scheint jedoch auch die Beherrschung des Fahrzeugstillstands in Geared Neutral

bzw. das Anfahren und Anhalten zu sein. In [2.9] wird bereits beschrieben, daß der Wechsel von vorwärts nach rückwärts während Vorwärtsfahrt und umgekehrt sehr hohe Beanspruchungen auf die Getriebestruktur mit sich bringt. Genauso gibt es in vielen Fällen Schwierigkeiten bei der Bereichsumschaltung. Die Ausführung dieser Bereichsumschaltung wird vielfach unterschätzt, man versuchte sogar mit Klauenkupplungen genau im Synchronpunkt zu schalten.

Bei kupplungslosen Strukturen muß bei Geared Neutral naturgemäß im Schubetrieb der Abtrieb um die Drehzahl Null blockieren, weil bei einer Übersetzung von Unendlich schon das kleinste Moment am Getriebeingang am Getriebeausgang ein Schub- = Ausgangsmoment von Unendlich bedeutet. Dies bringt viele Probleme mit der Fahrsicherheit und dem Abschleppen und anderes mit sich.

Ein weiterer Punkt ist die Fehleinschätzung der realen Verluste. In vielen Veröffentlichungen, z. B. [2.10] und [2.11], werden die Verluste des Variators unabhängig von Last, Verstellbereich und Drehzahl angenommen, wobei jedoch gerade bei Teillast die Schleppverluste eine sehr große Rolle spielen, wie später bewiesen wird.

Im folgenden Kapitel 4 wird nun ein theoretischer Ansatz gezeigt, der die Verluste möglichst wirklichkeitsgetreu berücksichtigt, und es werden auch die transienten Vorgänge, die insbesondere auf den Komfort und die Haltbarkeit der Elemente einen großen Einfluß haben, im Kapitel 5 berechnet und bewertet.

3. Grundlagen der Berechnung

3.1 Allgemeine Struktur

In Kapitel 2.1 wurde am Beispiel eines Kfz-Achsdifferentials die Möglichkeit einer Geared-Neutral-Struktur erklärt. Sie ergibt sich durch Koppelung eines stufenlosen Getriebes mit einem endlichen Übersetzungsbereich (i_{\min} und i_{\max}) mit einem Differential. Das Differential muß am Getriebeausgang liegen. Nur dann kann bei stehender Abtriebswelle die Eingangswelle rotieren und sich trotzdem wegen der gleichen "inneren" Übersetzungen am Abtrieb die Drehzahl Null ergeben.

Es werden nun (verlustfrei) die Berechnungsgrundlagen für Geared-Neutral-Strukturen aufgezeigt.

Diese Anordnung des Differentials am Getriebeausgang wird in der Literatur als Sammelgetriebe bezeichnet. Mit einem einfachen Planetensatz als Differential ergeben sich verschiedene Ausführungsmöglichkeiten. Die Ausgangswelle kann mit dem Hohlrad, dem Steg oder dem Sonnenrad des Planetengetriebes gekoppelt sein. Je nach Ausführung des Variators (s. Kapitel 1.6) können dessen Ausgangs- und Eingangsrehzahlen gleichsinnig oder gegenläufig sein. Dementsprechend muß im Strukturbild eine zusätzliche Getriebestufe zugefügt werden oder das Differential entsprechend ausgeführt sein.

Im Bild 3.1 ist eine Ausführung einer Geared-Neutral-Struktur vereinfacht als Konstruktionsschema abgebildet. Am Eingang "e" wird ein Kegelscheibenpaar angetrieben, auf dem mit Radius r_1 ein Umschlingungselement läuft. Das Umschlingungselement nimmt mit Radius r_2 ein zweites Kegelscheibenpaar mit.

Anmerkung

Auch wenn im Rahmen dieser Arbeit mechanische stufenlose Getriebe als Beispiel benutzt werden, gelten die abgeleiteten Grundgesetze für jede Art von stufenlosen Getrieben. Der antreibende Teil des stufenlosen Getriebes ist als Wandlereingang W_e und der getriebene Teil als Wandlerausgang W_a bezeichnet. Am Abtrieb W_a des stufenlosen Getriebes sitzt ein Stirnrad Z_1 , das über ein Zwischenrad ein zweites Stirnrad Z_1 antreibt. Diese Stirnradstufe dient der Überbrückung des Achsversatzes und braucht, da – bei Vernachlässigung der Verluste – weder Drehmoment- noch Drehzahländerungen auftreten, im Strukturplan nicht berücksichtigt werden. Mit dem getriebenen Zahnrad Z_1 ist ein Planetenträger C, mit dem Hohlrad B des Planetendifferentials ist der Abtrieb "a" verbunden.

Bild 3.1: Getriebeschema für Leistungsverzweigung

Für die Strukturbilder gelten an Knoten und Elementen die allgemeinen Gesetze der Mechanik: Die Summe der Momente ist Null

$$M_a + M_e + M_{\Sigma} = 0$$

Die Summe der Leistungen (incl. Verlustleistung) ist Null.

$$M_a \cdot W_a + M_e \cdot \omega_e + P_v = 0$$

Anmerkung zur Verlustleistung:

Je nach Art des Wandlers können Momente oder Drehzahlen "verlorengehen".

Verlustfrei gilt:

$$\frac{M_a \cdot \omega_a}{M_e \cdot \omega_e} = -1$$

Es werden folgende Definitionen verwendet:

Knoten: Die Drehzahlen sind identisch, die Summe der Drehmomente ist Null.

Wandler: Die Summe der Momente ist Null, d. h. Eingangs-, Ausgangs- und Stützmomente sind im Gleichgewicht.

- Differentiale: Die Momentenverhältnisse sind durch die Differentialausführung definiert, die Drehzahlen ergeben sich aus der Getriebestruktur und den Randbedingungen.

Es werden nun zuerst die aus der Literatur bekannten Berechnungsverfahren für Planetensätze beschrieben.

3.2 Wolfsches Schema

- Im Bild 3.2 ist der Strukturplan des Getriebes und das dazugehörige Momentenschema, von Wolf [3.1] abgeleitet, dargestellt.

- In der vereinfachten Darstellung wird der stufenlose Drehmomentwandler als ein Quadrat mit dem Eingang W_e , dem Ausgang W_a und der Momentenwandlung μ abgebildet. Die Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangsmoment muß über das Gehäuse abgestützt werden. Der Ausgang W_a ist entsprechend der Konstruktionsskizze mit dem Planetenträger (Steg) C verbunden. Die Eingangswelle "e" teilt sich am Knoten in den Antrieb W_e des stufenlosen Getriebes und geht im zweiten Pfad zur Sonne A des Planetendifferentials. Das Hohlrad B ist mit dem Abtrieb "a" verbunden.

- Im Bild 3.2 ist rechts an Stelle des Planetengetriebes im Strukturplan ein Kreis gezeichnet. Jedem Kreisanschluß entspricht ein Anschluß einer Zentralwelle des Planetensatzes, wie die Verbindung e', die Verbindung vom Wandlerausgang W_a und der Getriebeausgang a. Im Kreis sind bei Sonne und Hohlrad die Zähnezahlen (oder die Zähnezahlen mit einem gemeinsamen Faktor multipliziert) angegeben.

Bild 3.2: Strukturdarstellung

- Im Bild 3.2 ist dies durch Buchstaben A und B gekennzeichnet. Da das Verhältnis der Zähnezahlen auch dem Verhältnis der Momente entspricht, kann bei Kenntnis des Momentes der dritten Welle C jedes Momentenverhältnis der Zentralwellen ermittelt werden.

- Im gezeichneten Fall ist der Anschluß C, der Planetensteg, die sogenannte Summenwelle, gekennzeichnet durch den Doppelstrich. Im Wolfschen Schema ist gegenüber der Summenwelle ein "+" einzutragen und zwischen Summenwelle und den anderen Wellen jeweils ein "-". Will man nun die Momentenverhältnisse von Zentralwellen bestimmen, so braucht man nur das Vorzeichen nehmen, das zwischen den beiden Anschlüssen der Zentralwellen steht und die Zahlen, die an Stelle der Buchstaben A, B, C stehen, ins Verhältnis zu setzen. Dies heißt z. B., daß das Momentenverhältnis von der Eingangswelle e' zur Wandlerausgangswelle W_a ist

$$\frac{M_{e'}}{M_{W_a}} = (-) \frac{A}{C}$$

- Im folgenden Momentenplanausschnitt (Bild 3.3) ist das Planetendifferential ähnlich dem Wolf-Schema dargestellt. Es ist jedoch nach Förster [3.3] modifiziert, indem die Anschlüsse an das Kreissymbol (Eingangswelle, Wandlerausgang, Getriebeausgang) direkt mit Kennwerten belegt sind, die mit ihrer Größe und ihrem Vorzeichen die konstruktive Ausführung des Planetendifferentials bestimmen.

- Bild 3.3: Summiergetriebe (Wolfmodifiziert)

Festlegung

- N wird als Drehzahlverhältnis zwischen Ausgangswelle "a" und Eingang "e" bei festgehaltener Wandlerausgangswelle definiert (der Index W_a seitlich des Bruchstriches bedeutet: diese Zentralwelle steht).

$$N = \frac{\omega_a}{\omega_e} w_a \quad (3.1)$$

- In den folgenden Bildern 3.4 bis 3.9 werden nun Ausführungen von einfachen Planetendifferentialen mit ihrer Auswirkung auf die Kenngrößen des Summiergetriebes dargestellt.

- Der Planetensatz hat zur besseren Vergleichbarkeit in allen Fällen ein Zähnezahlverhältnis zwischen Sonnenrad und Hohlrad von 1 : 3.

3.3 Kutzbach-Plan

- Neben dem schematisch dargestellten Planetensatz ist jeweils der Drehzahl-Plan nach Kutzbach [3.2] zugefügt. Die Darstellung im Kutzbach-Plan ergibt eine gute Übersicht über die Drehzahlverhältnisse im Planetensatz. Im Bild 3.4 b ist der Kutzbach-Plan für den Planetensatz nach Bild 3.4 a abgebildet. Die Strahlen, die von der Zentralwellenmitte ausgehen, entsprechen Drehzahlen.

Bild 3.4: Kutzbachplan für $N = -1/3$

Da auf der Senkrechten die Radien des Planetensatzes aufgetragen sind, ergeben sich waagrecht dazu die Geschwindigkeiten als Strecken. Bei Festlegung einer beliebigen Geraden durch den Drehpunkt (in diesem Fall ist die Senkrechte gewählt), lassen sich die Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten als Verhältnisse der Strecken darstellen. Im Beispiel hat die Zentralwelle e' die Winkelgeschwindigkeit $\omega_{e'}$. Der Steg W_a wird mit der Winkelgeschwindigkeit ω_w angenommen. Da das Planetenrad am Sonnenrad wälzt, muß im Wälzpunkt die Relativgeschwindigkeit 0 sein. Der Schnittpunkt des Strahls $\omega_{e'}$ mit dem Radius ergibt daher den Wälzpunkt des Planetenrades. Dieser ist zu verbinden mit der Drehachse des Planeten. Daraus ergibt sich der Wälzpunkt am Hohlrad als Schnittpunkt zwischen dem Radius des Hohlrades und der Geraden: Wälzpunkt Sonne durch Drehachse Planet. Die Strecke ω_a entspricht der Winkelgeschwindigkeit des Hohlrades A. Da also die Winkel der Strahlen Drehzahlen entsprechen, läßt sich nachweisen, daß parallel laufende Gerade gleiche Winkelgeschwindigkeiten haben und Relativdrehzahlen durch Differenzwinkel bestimmt sind.

Der Strahl der Eingangs-drehzahl ω_e hat in allen Bildern in etwa die gleiche Richtung. Durch Variation der Übersetzung im Variator sowohl ins Schnelle als auch ins Langsame ergeben sich die Variatorausgangsdrehzahlen ω_{w1} bzw. ω_{w2} . Um im Bild 3.4 ein Rückwärtsdrehen der Ausgangswelle (ω_{a2}) zu erhalten, muß ω_{w2} sehr klein werden, d. h., der Variator muß eine sehr große Übersetzung ins Langsame haben.

Um $\omega_a = 0$ zu bekommen, ergibt sich $\omega_{w0} = 0$ zur Definition des Variatordrehzahlverhältnisses, bei dem bei der gewählten Differentialausführung das Gesamtgetriebe eine Übersetzung unendlich hat.

Im Bild c ist das Wolfsche Schema für den Planetensatz abgebildet. Die Summenwelle ist in dem Fall der Steg W_a gegenüber dem im Kreis das "+" zu liegen kommt. Am Eingang "e", der Sonne, steht der Zähnezahle entsprechend "1", am Ausgang "a" der Zähnezahle entsprechend die Zahl "3".

Das Moment an der Summenwelle muß die Summe der Momente von Sonne und Hohlrad sein. Die Momentenverhältnisse ergeben sich durch die Division der entsprechenden Zahlen im Wolfschen Schema, wobei das Vorzeichen durch das im Kreis liegende Vorzeichen zwischen den Anschlüssen bestimmt ist. Es ergibt sich

$$\frac{M_{W_a}}{M_s} = (-)\frac{4}{3} \qquad \frac{M_{e'}}{M_s} = (+)\frac{1}{3}$$

Im Bild d sind entsprechend dem modifizierten Wolfschen Schema nach Bild 3.3 die Momentenbeziehungen aufgebaut, das "+" gegenüber der Eingangswelle. An der Ausgangswelle steht die Zahl 1 bzw. $3/3$. N ist dem Eingang e' zugeordnet und entspricht dem Drehzahlverhältnis bei feststehendem Variatorausgang. Der im Bild a dargestellte Planetensatz hat bei feststehendem Variatorausgang die Kenngröße $-1/3$, entsprechend den Zähnezahlen und der Drehrichtungsumkehr.

Entsprechend dem Bild 3.3 ergibt sich

$$\frac{M_{e'}}{M_s} = -N \qquad \frac{M_{e'}}{M_s} = -\left(-\frac{1}{3}\right) = +\frac{1}{3}$$

und

$$\frac{M_{W_a}}{M_s} = N - 1 \qquad \frac{M_{W_a}}{M_s} = -\frac{1}{3} - \frac{3}{3} = -\frac{4}{3}$$

Im Bild 3.5 sind gegenüber Bild 3.4 Ein- und Ausgänge des Planetensatzes vertauscht. Im Kutzbach-Plan (Bild b) ist ersichtlich, daß schon bei kleinem Drehzahlverhältnis im Variator Rückwärtsdrehung (ω_{a2}) bzw. Vorwärtsdrehung (ω_{a1}).

Bild 3.5: Kutzbachplan für $N = -3$
erreichbar ist. Das Wolfsche Schema im Bild c ergibt entsprechend den Regeln

$$\frac{M_{e'}}{M_s} = (+)3 \qquad \frac{M_{W_a}}{M_s} = (-)4$$

Bei festgehaltenem Variatorausgang ergibt sich als Drehzahlverhältnis zwischen Ein- und Ausgang -3 (das Minuszeichen zeigt wieder die Drehrichtungsumkehr zwischen Eingangs- und Ausgangswelle). Werden durch strikte Einhaltung der Regeln von Bild 3.3 die Momentenverhältnisse mit $N = -3$ aufgestellt, ergeben sich

$$\frac{M_{e'}}{M_s} = -(-3) = +3 \quad \frac{M_{w_a}}{M_s} = -3 - 1 = -4$$

5

In den folgenden beiden Varianten (Bild 3.6 und 3.7) der Verknüpfung des Planetengetriebes ist der Eingang mit dem Steg verbunden. Um jetzt Rückwärtsdrehung zu bekommen, muß man entsprechend dem Kutzbach-Plan (Bild b) im Variator ins Schnelle untersetzen, d. h., ω_{w2} ist größer ω_s , damit ω_{a2} negativ wird.

Im Wolfschen Schema (Bild c) ist die Summenwelle mit "e" verbunden.

10

Unter Beachtung der, entsprechenden Vorzeichen und Zähnezahlen ergibt sich

$$\frac{M_{w_a}}{M_s} = (+)3 \quad \frac{M_{e'}}{M_s} = (-)4$$

15

Um den Wert N zu ermitteln, gibt es zwei Möglichkeiten:

N ist Ausgangsdrehzahl durch Eingangsdrehzahl bei festgehaltenem Variatorausgang und dies ist gleich Eingangsmoment durch Ausgangsmoment, was — wie vorher abgeleitet — "4" ist.

20

Bild 3.6: Kutzbachplan für N = 4

Eine zweite Möglichkeit ergibt sich aus der Beziehung von Willis. Willis hatte 1841 erkannt, daß die Drehzahlverhältnisse eines Planetengetriebes gleich bleiben, wenn allen Zentralwellen (A, B, C) gleiche Drehzahlen überlagert werden.

25

$$\left(\frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \right) = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} \quad (3.2)$$

30

Das Drehzahlverhältnis A zu B bei festgehaltenem C ist gleich, wenn den Drehzahlen A und B eine Drehzahl C überlagert (in diesem Fall abgezogen) wird.

35

$$\omega_A - \omega_C = \omega_B \left(\frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \right) - \omega_C \left(\frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \right)$$

40

$$\omega_A - \omega_B \left(\frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \right) = \omega_C \left(1 - \frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \right)$$

45

Steht ω_B fest, so ist $\omega_B = 0$ und

$$\omega_A = \omega_C \left(1 - \frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \right)$$

50

und damit

55

$$\frac{\omega_A}{\omega_C} B = 1 - \frac{\omega_A \cdot C}{\omega_B} \quad (3.3)$$

60

Führt man die Ableitung dieser Drehzahlverhältnisse für alle Varianten durch, so zeigt sich, daß durch den Tausch der Indizes die Gleichung formal immer gleich bleibt. Dies hatte Zaijonz 1938 entdeckt. In Gleichung (3.3) wird B und C getauscht. Mit dieser Gleichung kann nun N ermittelt werden:

$$N = \frac{\omega_s}{\omega_{e'}} W_a = 1 - \frac{\omega_s}{\omega_{w_a}} e' = 1 - (-3) = 4$$

65

Damit ergibt sich

$$\frac{M_e}{M_s} = -4 \quad \text{und} \quad \frac{M_{wa}}{M_s} = 3 \quad 5$$

Im Bild 3.7 ist wiederum Ausgang und Variatorausgang am Planetensatz miteinander vertauscht. Im Kutzbach-Plan (Bild b) sieht man, daß zur Erzeugung einer Rückwärtsübersetzung eine hohe Übersetzung ins Schnelle erforderlich ist (ω_{w2}). 10

Bild 3.7: Kutzbachplan für $N = 4/3$

Die Momentenverhältnisse ergeben sich nach dem Wolfschen Schema. 15

$$\frac{M_{wa}}{M_s} = (+)\frac{1}{3} \quad \frac{M_e}{M_s} = (-)\frac{4}{3} \quad 20$$

Mit $N = 4/3$ und Bild 3.3 ist

$$\frac{M_e}{M_s} = -\frac{4}{3} \quad \text{und} \quad \frac{M_{wa}}{M_s} = \frac{1}{3} \quad 25$$

Man beachte, daß in den beiden Bildern 3.6 und 3.7 die Vorzeichen beim Wolfschen Schema und beim Strukturbild gleich positioniert sind, da "e" die Sonnenwelle ist.

Die letzten 2 Koppelvarianten sind dadurch gekennzeichnet, daß der Getriebeausgang mit dem Planetensteg verbunden ist. 30

Bild 3.8: Kutzbachplan für $N = 1/4$

Im Bild 3.8 ist der Wanderausgang mit dem Hohlrad gekoppelt, der Getriebeeingang mit dem Sonnenrad. 35

Bei stillstehender Abtriebswelle müssen also Hohlrad und Sonne entgegengesetzt drehen. Das läßt sich entweder mit einem Variator mit Drehrichtungsumkehr (siehe Kapitel 1.6) oder durch eine zusätzliche Zahnradstufe erreichen. Ein rückwärtsdrehender Ausgang ergibt sich wiederum durch eine Übersetzung im Variator ins Langsame.

Aus dem Wolfschen Schema ist zu lesen, daß 40

$$\frac{M_{wa}}{M_s} = (-)\frac{3}{4} \quad \frac{M_e}{M_s} = (-)\frac{1}{4} \quad 45$$

Entweder aus dem Wolfschen Schema oder nach der Regel Zajonz — wie vorher beschrieben — ergibt sich $N = 1/4$.

Nach Bild 3.3 ist 50

$$\frac{M_e}{M_s} = -\frac{1}{4} \quad \text{und} \quad \frac{M_{wa}}{M_s} = -\frac{3}{4} \quad 55$$

Auch in der Anordnung nach Bild 3.9 muß zwischen Variatoreingang und -ausgang Drehrichtungsumkehr erreicht werden. Aus dem Wolfschen Schema ergibt sich

$$\frac{M_{wa}}{M_s} = (-)\frac{1}{4} \quad \frac{M_e}{M_s} = (-)\frac{3}{4} \quad 60$$

Bild 3.9: Kutzbachplan für $N = 3/4$

N läßt sich wiederum entweder aus dem Wolfschen Schema oder nach Zajonz ableiten. 65

$$N = \frac{3}{4}$$

Im Bild d sind wieder die Momentenverhältnisse durch die Kenngrößen des Differentials ermittelt. Es ergeben sich

$$\frac{M_{wa}}{M_a} = -\frac{1}{4} \qquad \frac{M_e}{M_a} = -\frac{3}{4}$$

Die bisherigen Ausführungen dienen zum Aufzeigen der Möglichkeiten, die sich durch verschiedene Kopplearten von Planetendifferentials mit Variatoren ergeben.

3.4 Momentenverhältnisse der Struktur

Zur Bestimmung der Momenten- und Drehzahlverhältnisse einer Getriebestruktur wird nun entsprechend Bild 3.10 vorgegangen, wobei in diesem Ansatz Verluste nicht berücksichtigt sind. Dies erfolgt in einem späteren Schritt.

Bild 3.10: Ermittlung der Momentenverhältnisse

Bei W_e (Wandlereingang) wird ein Drehmoment mit dem Wert "1" angenommen. Das Drehmoment 1 geht in das stufenlose Getriebe ein. Da ein Umschlingungs-getriebe keine Drehrichtungsumkehr ergibt, ist der Ausgang vom Drehmoment her negativ und um μ größer. Die Gleichgewichtsbedingung:

Summe der Momente = 0

ändert am Eingang und Ausgang des Planetendifferentials das Vorzeichen. Über die Kenngrößen des Planetendifferentials lassen sich Getriebeausgang "a" und Differentialeingang "e" von der Größe und dem Vorzeichen ableiten. Unter Berücksichtigung der Gleichgewichtsbedingung:

Summe der Momente = 0

ergibt sich beim Getriebeeingang das entsprechende Moment als Summe der Momente von Wandlereingang und Planetendifferentialeingangswert.

Das Verhältnis des Getriebeeingangs- zum Ausgangsmoment kann nun bestimmt werden.

$$\frac{M_e}{M_a} = \frac{-(1 - \mu N / (N - 1))}{-\mu / (N - 1)}$$

$$\frac{M_e}{M_a} = -\frac{\mu N - (N - 1)}{-\mu} \quad (3.4)$$

Die weiteren Momentenverhältnisse ergeben sich zu

$$\frac{M_e}{M_a} = -\frac{\mu N (N - 1)}{(N - 1)\mu}$$

$$\frac{M_e}{M_a} = -N \quad (3.5)$$

Das bedeutet, daß die Verbindung zwischen Knoten und Differential entsprechend den Ausführungen des Sammeldifferentials proportional dem Ausgangsmoment belastet ist.

$$\frac{M_{w_a}}{M_a} = \frac{-\mu}{-\mu / (N-1)}$$

5

$$\frac{M_{w_a}}{M_a} = -(1-N) \quad (3.6)$$

10

Auch der Wandlerausgang ist entsprechend der Ausführung des Summeldifferentials proportional dem Ausgangsmoment belastet.

Entgegen der üblichen Darstellung sind alle Momente auf das Ausgangsmoment bezogen.

Wie im späteren Kapitel "Verluste" ausgeführt, wird nämlich praxisgerecht das für ein gewünschtes Ausgangsmoment notwendige Eingangsmoment bestimmt.

15

Da das Summeldifferential das Getriebeausgangsmoment auf die zwei Zweige aufteilt, ist die direkte Proportionalität der Momente logisch.

3.5 Bestimmen des Summeldifferentials

20

Will man eine Getriebestruktur neu aufbauen, so wird im Regelfall nicht das Planetendifferential gegeben sein und der Variator gesucht werden, sondern der Variator wird mit seinem Spreizungsbereich und seiner Leistungskapazität gegeben sein. Die gewünschten Grenzübersetzungen sind entsprechend Kapitel 1.2 definiert und man wird nun das Planetendifferential suchen, das am günstigsten die geforderten Bedingungen für eine Geared-Neutral-Struktur ergibt.

25

Aus der allgemein aufgebauten Struktur nach Bild 3.10 ergibt sich die Momentenwandlung des Getriebes als Funktion der Wandlung des Variators und der Kenngröße des Differentials.

$$\left(\frac{M_e}{M_a} \right)_G = - \frac{\mu_w N - (N-1)}{\mu_w}$$

30

Die folgenden Rechengänge sind einfacher mit Drehzahlverhältnissen als mit Momentenverhältnissen zu rechnen. Bei verlustfreiem Drehmomentwandler gilt

35

$$\frac{M_e}{M_a} = - \frac{\omega_a}{\omega_e} = -v \quad (3.7)$$

40

mit dem Drehzahlverhältnis

$$\frac{\omega_a}{\omega_e} = v = \frac{1}{\mu} \quad (\text{verlustfrei}) \quad (3.8)$$

45

und

50

$$\frac{M_a}{M_e} = -\mu \quad (3.9)$$

55

Aus Gleichung (3.4) ergeben sich durch Ersatz des Momentenverhältnisses des Getriebes durch das Drehzahlverhältnis des Getriebes und des Drehmomentverhältnisses des Wandlers durch das Drehzahlverhältnis des Wandlers

60

65

$$\left(\frac{M_e}{M_s}\right)_G = -\frac{\mu_w N - (N-1)}{\mu_w} = -v_G$$

5

$$v_G = \frac{\mu_w N - (N-1)}{\mu_w}; \quad \frac{1}{\mu_w} = v_w$$

10

$$v_G = N - v_w(N-1) \quad \text{bzw.} \quad v_w = \frac{N - v_G}{N-1}$$

(3.10)

15

und bei stehendem Abtrieb $v_G = 0$

20

$$0 = N - v_{w0}(N-1)$$

25

$$v_{w0} = \frac{N}{N-1} \quad (3.11)$$

30 Diese Beziehung "Drehzahlverhältnis des Wandlers als Funktion der Kenngröße des Planetendifferentials für stillstehende Ausgangswelle" ist in Bild 3.11 graphisch dargestellt.

Bild 3.11: Variatordrehzahlverhältnis für $\omega_s = 0$

35 Sie sagt aus, bei welchem Variatorverhältnis sich in der Geared-Neutral-Struktur Stillstand der Abtriebswelle ergibt.

Da die Wandlereingangswelle mit der Getriebeeingangswelle kinematisch identisch ist, gilt

$$40 \quad v_w = \frac{\omega_{ws}}{\omega_{we}} = \frac{\omega_{ws}}{\omega_e}$$

45 Aufgrund des mechanischen Aufbaus des Wandlers (Variators) ergibt sich meist ein symmetrisches Drehzahlverhältnis (um $v = 1$) ins Schnelle bzw. ins Langsame. Mit einer zusätzlichen Übersetzungsstufe kann jedoch dieses Verhältnis leicht asymmetrisch ausgeführt werden. Dies kann Vorteile für die Belastung der Elemente ergeben, aber auch für die gewünschten Drehzahlverhältnisse der Getriebestruktur vorteilhaft sein.

Im Bild 3.12 ist die Gleichung (3.10) graphisch dargestellt. Auf der Abszisse ist die Kenngröße N des Differentials aufgetragen, auf der Ordinate das Drehzahlverhältnis des Gesamtgetriebes.

50

Bild 3.12: Drehzahlverhältnisse als Funktion der Planetensatzkonfiguration mit Parameter v_w

Die Gleichung (3.10) entspricht einer Geraden mit der Steigung v_w . Alle Geraden müssen durch den Punkt ($N = 1; v_G = 1$) gehen.

55 Da im Variator nur das Drehzahlverhältnis, nicht jedoch das Vorzeichen des Drehzahlverhältnisses geändert werden kann, ergeben sich eingegrenzte Bereiche, mit denen Geared-Neutral-Strukturen möglich sind. Im Bild 3.13 sind für positives v_w die möglichen Bereiche angegeben. Für positives N muß, um Geared Neutral zu ermöglichen, sein:

60

$$N \geq \frac{v_w}{v_w - 1}$$

65 Für negative N gibt es keine Einschränkung.

Anmerkung:

Planetendifferentiale können aus geometrischen Gründen nicht alle N ermöglichen. Durch Koppelplanetensätze oder Kegelradplanetendifferentiale sind jedoch — mit größerem Fertigungsaufwand — weitere nutzbare N -Be-

reiche möglich.

Bild 3.13: Geared Neutral für Wandler ohne Drehrichtungsumkehr

Im Bild 3.14 ist für ein negatives Wandlerdrehzahlverhältnis der nutzbare Bereich dargestellt. Es gibt nur 5
Lösungen zwischen $N = 0$ und < 1 .

Die in den Bildern 3.4 bis 3.9 dargestellten Beispiele für Getriebestrukturen können in den Bildern 3.13 und 3.14 leicht wiedergefunden werden.

Bild 3.14: Geared Neutral für Wandler mit Drehrichtungsumkehr

10

Für die Auslegung der gesuchten Getriebestruktur sind die Übersetzungsverhältnisse des Getriebes und normalerweise auch des Wandlers gegeben. Berücksichtigt man beim Wandler nicht nur den symmetrischen Bereich, sondern auch die Möglichkeit mit einer vor- oder nachgeschalteten Übersetzung den Wandlungsbereich 15
asymmetrisch zu gestalten, so ist zusätzlich zum Wandlungsbereich auch ein Grenzdrehzahlverhältnis anzugeben.

Wie man mit gegebener Getriebe- und Wandlerspreizung das dazu notwendige Planetendifferential bestimmt, wird im folgenden Kapitel gezeigt.

3.6 Spreizung einer Geared-Neutral-Struktur

20

Der Verstellbereich eines Wandlers bzw. eines Getriebes ist das Verhältnis von maximaler zu minimaler Übersetzung. Die Übersetzung ist reziprok zum Drehzahlverhältnis v .

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_a} = \frac{1}{v} \quad (3.12)$$

25

Setzt man bei gegebenem ω_e $\omega_a \max$ bzw. $\omega_a \min$, so ergibt sich

30

$$I = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{\omega_e}{\omega_a \min} \cdot \frac{\omega_a \max}{\omega_e} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} \quad (3.13)$$

35

"I" als Verhältnis der Grenzübersetzungen wird für Getriebe als Spreizung definiert. Für stufenlose Getriebe ist dafür die Definition Wandlungsbereich oder Verstellbereich üblich. In der Arbeit wird jedoch auch für stufenlose Getriebe (Drehmomentwandler) der Ausdruck Spreizung gebraucht, da die Grenzübersetzungen ebenfalls diskrete Zahlen sind.

40

Gilt nun die Definition der Spreizung auch für Geared-Neutral-Getriebe mit der Übersetzung "Unendlich" im Stillstand?

Die Spreizung des gesamten Getriebes sei das Verhältnis der Extremübersetzungen:

45

$$I_G = \frac{I_{vw}}{I_{Rw}} = \frac{v_{\max vw}}{v_{\max Rw}} \quad (3.14)$$

Die Spreizung eines Geared-Neutral-Getriebes zeichnet sich durch, einen negativen Wert aus, da v_{GRw} negativ ist.

$$I_G = \frac{v_{G1}}{v_{G2}} = \frac{N - v_{w1}(N-1)}{N - v_{w2}(N-1)} \quad (3.15)$$

55

In der obigen Gleichung sind die Indizes für v_G bewußt statt "max, min" mit "1 und 2" gewählt. Im Bild 3.12 war nämlich erkennbar, daß das maximale bzw. minimale Drehzahlverhältnis des Gesamtgetriebes nichts mit dem maximalen bzw. minimalen Drehzahlverhältnis des Wandlers zu tun haben muß.

60

Zähler und Nenner der Gleichung sind ja nichts anderes als Punkte auf den Geraden "vw ist konstant" bei bestimmten N.

$$\frac{v_{G1}}{v_{G2}} = \frac{N - v_{w1}(N-1)}{N - v_{w2}(N-1)} = I_G$$

65

$$I_G \cdot N - I_G \vartheta_{W2}(N-1) = N - \vartheta_{W1}(N-1)$$

$$\text{mit } \vartheta_{W1} = I_W \cdot \vartheta_{W2} \quad (3.15a)$$

$$N = \frac{v_{W2}(I_W - I_G)}{v_{W2}(I_W - I_G) + I_G - 1} \quad (3.16)$$

Bei gegebener Spreizung des Wandlers und gewünschter Spreizung des Getriebes I_G ergibt sich in Gleichung (3.16) N als Funktion von v_{W2} .

Dies ist in Bild 3.15 dargestellt.

Bild 3.15: Ausführung des Planetendifferentials bei geg. Grenzdrehzahlverhältnis des Wandlers und bei gegebenen Spreizungen ($I_W = 4$; $I_G = -0,5$)

In einem alternativen Weg sind die Definitionen der Getriebestruktur dadurch abzuleiten, daß N als Funktion von v_{G2} bei gegebener Wandler- und Getriebespreizung gesucht wird (Bild 3.16).

Bild 3.16: Wandlerdrehzahlverhältnisse als Funktion der Getriebedrehzahlverhältnisse mit dem Parameter: Planetensatzkonfiguration

mit

$$v_W = \frac{N - v_G}{N - 1}$$

wird

$$\frac{v_{W1}}{v_{W2}} = \frac{N - v_{G1}}{N - v_{G2}} = I_W$$

mit

$$\frac{v_{G1}}{v_{G2}} = I_G$$

wird $N - I_G v_{G2} = I_W \cdot N - I_W \cdot v_{G2}$
und es ergibt sich

$$v_{G2} = \frac{N(I_W - 1)}{I_W - I_G} \quad \text{und} \quad N = \frac{v_{G2}(I_W - I_G)}{(I_W - 1)} \quad (3.17)$$

Weiter ergibt sich die maximale Momentenbelastung des Wandlers bezogen auf das Abtriebsmoment nach Gleichung (3.6) mit

$$\frac{M_{Wa}}{M_a} = N - 1$$

$$\frac{M_{Wa}}{M_a} = \left(\frac{v_{G2}(I_W - I_G)}{I_W - 1} - 1 \right) \quad (3.18)$$

Setzt man I_G und I_W in die Gleichungen (3.16) bzw. (3.17) ein, so muß man die Zuordnung der Wandler- zur Getriebespreizung nach Gleichung (3.15 und 3.15 a) beachten. Im Bild 3.13 war zu sehen, daß die gleiche

Getriebspreizung I_G auch mit reziproker Wandlerspreizung I_W bei anderem Planetensatz N erreicht werden kann, je nachdem, ob die Lösung im positiven oder negativen N -Bereich liegt. Für negatives v_W ist nur eine Lösung möglich (siehe Bild 3.14).

Im folgenden sind nun drei Beispiele mit gegebener Getriebe- und Wandlerspreizung angeführt, wobei die Wandlerspreizung jeweils auch mit dem Reziprokwert gerechnet wird. Die gefundenen Lösungen sind graphisch dargestellt. 5

Beim ersten Beispiel ist eine Geared-Neutral-Struktur gesucht mit $v_{\text{vorwärts}} = 1,5$ und $v_{\text{rückwärts}} = -1$. Im Fall a) ist die Wandlerspreizung mit 6 angenommen, im Fall b) ist die Wandlerspreizung $1/6$. Im Bild 3.17 sind die Lösungen a) und b) graphisch dargestellt.

Mit

10

$$N = \frac{v_{G2}(I_W - I_G)}{(I_W - 1)}$$

15

aus (3.17) wird

a) bei $I_W = 6$ und $v_{G2} = -1$; $N = -1,5$ und mit

20

$$v_W = \frac{N - v_G}{N - 1}$$

aus (3.10)

25

$v_{W1} = 1,2$ und $v_{W2} = 0,2$

b) bei $I_W = 1/6$ und $v_{G2} = -1$; $N = 2$; $v_{W1} = 0,5$ und $v_{W2} = 3$

Bild 3.17: Beispiel für zwei Lösungsmöglichkeiten einer Geared-Neutral-Struktur; (I_G ist negativ)

30

Man sieht, daß I_W bei einem Wert > 1 von v_{W2} ausgehend eine Zunahme von v_W ergeben muß (Fall a), da $v_{W1} = I_W \cdot v_{W2}$ ist.

Bei $I_W < 1$ wird $v_{W1} < v_{W2}$ (Fall b).

Im zweiten Beispiel wird die Geared-Neutral-Struktur nur in einer Fahrtrichtung benutzt, um ohne Anfahr- 35
element anfahren zu können. Die Grenzübersetzung "vorwärts" ist gleich wie im vorhergehenden Beispiel. Da jedoch der Rückwärtsfahrbereich wegfällt, kann die Spreizung des Wandlers kleiner werden.

Das Beispiel wurde bewußt so gewählt, daß sich in einem Fall die gleiche Kenngröße N wie im vorhergehenden Beispiel ergibt.

Die zweite Lösung für N unterscheidet sich jedoch. Im Bild 3.18 ist das Ergebnis dargestellt.

40

Gegeben sind: $v_{G1} = 0$ und $v_{G2} = 1,5$

Es ergeben sich:

a) bei $I_W = 4$ und $v_{G2} = 1,5$; $N = 2$; $v_{W1} = 0,5$; $v_{W2} = I_W v_{W1} = 2$

b) bei $I_W = 1/2$ und $v_{G2} = 1,5$; $N = -0,5$; $v_{W1} = 4/3$; $v_{W2} = 1/4 \cdot 4/3 = 1/3$

45

Bild 3.18: Geared Neutral zum Anfahren in nur einer Drehrichtung; $I_G = > 0$

Im dritten Beispiel ist eine "normale", endliche Getriebspreizung in einer Richtung gegeben. Das Ergebnis ist im Bild 3.19 dargestellt.

50

Mit $v_{G1} = 0,25$ und $v_{G2} = 2,5$ ergibt sich bei

a) $I_W = 4$; $N = -0,5$; $v_{W1} = 0,5$

b) $I_W = 1/4$; $N = 13/4$; $v_{W1} = 4/3$

55

Bild 3.19: Beispiel einer "klassischen" Leistungsverzweigung für eine Fahrtrichtung; $I_G = +x$

Anhand der drei Beispiele konnte gezeigt werden:

1. "Negative" Spreizung bedeutet Geared Neutral
2. Die Gleichungen gelten für alle Getriebspreizungen, vom negativen I_G über 0 bis zum (konventionellen) Ansatz mit positivem I_G

60

3.7 Leistung im Wandlerzweig

65

Mit den im Kapitel 3.6 gefundenen Beziehungen läßt sich die Leistung im Wandlerzweig im Verhältnis zur Ausgangsleistung bestimmen.

$$\frac{P_w}{P_s} = \frac{M_{w_s} \omega_{w_s}}{M_s \omega_s} \quad \text{mit} \quad \frac{M_{w_s}}{M_s} = N - 1$$

5 aus (3.6),

$$\frac{\omega_{w_s}}{\omega_{w_e}} = \frac{\omega_{w_s}}{\omega_e} = v_w \quad \text{und} \quad \frac{\omega_s}{\omega_e} = v_G$$

wird

$$\frac{P_w}{P_s} = (N - 1) \frac{v_w}{v_G}$$

20 und mit

$$v_w = \frac{N - v_G}{N - 1}$$

25 aus
(3.10) ist

$$\frac{P_w}{P_s} = \frac{N}{v_G} - 1 \quad \text{bzw.} \quad \frac{P_w}{P_s} = \mu_G N - 1$$

35 (3.19)

Bei gegebener Getriebestruktur ist

$$40 \quad v_{G2} = \frac{N(I_w - 1)}{I_w - I_G}$$

und damit

$$45 \quad \frac{P_w}{P_s} = \frac{\mu_G v_{G2} (I_w - I_G)}{I_w - 1} - 1 \quad (3.20)$$

50 Das Verhältnis der Wandlerleistung zur Abtriebsleistung ist eine Funktion der Gesamt wandlung des Getriebes. Sie wird weiter bestimmt von der gewünschten Getriebespreizung und der vorhandenen, zugeordneten Wandlerspreizung, jedoch nicht von der Ausführung des Planetendifferentials.

Im Bild 3.20 ist für den Fall a) aus Bild 3.17 der Verlauf der Momentenverhältnisse und der Verlauf der Wandlerleistung zur Ausgangsleistung über dem Getriebedrehzahlverhältnis dargestellt.

Im Vorwärtsfahrbereich ist die Wandlerleistung stets größer als die Ausgangsleistung. Im Rückwärtsfahrbereich ist das Leistungsverhältnis in einem schmalen Bereich bei Drehzahlverhältnissen zwischen $-0,75$ und -1 kleiner 1.

60 Bild 3.20: Momenten- und Leistungsverhältnisse als Funktion der Getriebeübersetzung

D. h., für diese Art einer Geared-Neutral-Struktur ist ein leistungsstarker Wandler notwendig, der aber in der Regel hohe Teillastverluste haben wird.

Wie man sich diese hohen Leistungen, die über den Variator fließen, erklären kann und wie sie genannt werden, ist im Kapitel 3.10 beschrieben.

Wird der Variator entsprechend dem Fall b) des Bildes 3.17 quasi "reziprok" eingesetzt, so ergeben sich zwar die gleichen Momentenverläufe, jedoch das Verhältnis der Wandlerleistung zur Abtriebsleistung verläuft anders. Im Bild 3.21 ist zu sehen, daß die Wandlerleistung rückwärts deutlich höher als bei Bild 3.20 wird, wogegen si

vorwärts oberhalb eines Drehzahlverhältnisses von 1 kleiner als die Ausgangsleistung wird. Man sieht im Bild 3.21 den gegenläufigen Verlauf des Wandlerdrehzahlverhältnisses zum Getriebedrehzahlverhältnis im Vergleich zum Bild 3.20, wo beide Drehzahlverläufe gleichsinnig sind.

Bild 3.21: Momenten- und Leistungsverhältnisse als Funktion der Getriebeübersetzung

5

Da das Verhältnis der Wandlerleistung zur Ausgangsleistung im Anfahrbereich gegen Unendlich geht, läßt sich hier die Wandlerleistung nur durch Begrenzung der Abtriebsleistung reduzieren.

Diese Reduktion kann ohne Einbuße an Fahrleistungen durchgeführt werden, da nach Kapitel 1 die maximal absetzbare Zugkraft und damit das maximale Anfahrmoment durch die Übertragungsfähigkeit der Räder begrenzt ist.

10

Der Verlauf von $\frac{P_w}{P_{a \max}}$ bis zum Drehzahlverhältnis 0 ergibt sich aus:

$$M_a = \frac{v}{v_1} M_{c \max}$$

15

und mit

20

$$P_a = \frac{v}{v_1} P_{a \max} \rightarrow \frac{P_w}{\frac{v}{v_1} P_{a \max}} = \frac{N}{v_G} - 1$$

25

$$\frac{P_w}{P_{a \max}} = \frac{N}{v_1} - \frac{v}{v_1} \quad (3.19a)$$

30

Wie im Bild 3.22 zu sehen ist, läßt sich zwar die maximale Wandlerbelastung gegenüber Bild 3.20 damit reduzieren, jedoch ist sie noch immer sehr hoch.

35

Bild 3.22: Begrenzung der Anfahrmomente, sonst wie 3.20

Eine weitere Möglichkeit die Belastung des Variators im Rückwärtsgang zu senken, wird nun gezeigt.

Im Gegensatz zu Traktoren und anderen Spezialfahrzeugen, bei denen beide Fahrtrichtungen leistungsmäßig gleichberechtigt sind, ist bei Straßenfahrzeugen (Pkw und Nkw) der Spreizungsbereich für Vorwärtsfahrt wesentlich größer.

40

Da die Leistungsfähigkeit einer Geared-Neutral-Anordnung an konventionellen Getrieben gemessen wird, wird es zulässig sein, den Rückwärtsfahrbereich wie bei konventionellen Getrieben einzuschränken. Das maximale Abtriebsmoment soll hier nur dem maximalen Abtriebsmoment bei Vorwärtsfahrt entsprechen. Dieses maximale Moment im Rückwärtsgang soll aber nur bei einer Drehzahl eingesetzt werden, die der Einkuppeldrehzahl bei einer Handschaltgetriebeausführung entspricht. Wenn man weiter davon ausgeht, daß diese sich damit ergebende Leistung auch für schnellere Rückwärtsfahrt ausreichen müßte, ist damit für Rückwärtsfahrt nur mehr ca. 1/3 bis 50% der maximalen Motorleistung als Abtriebsleistung notwendig.

45

Da man jedoch auch mit niedriger Motordrehzahl schnell rückwärts fahren will, ist von der Grenzübersetzung die Einschränkungsmöglichkeit nicht groß. Es wird daher nur wie bei manchen Planetenautomatgetrieben eine um 20% höhere Übersetzung als tolerierbar angenommen.

50

Sucht man nun für diese Rückwärtsfahrbedingungen und für ein angenommenes Drehzahlverhältnis von 1,5 für den Vorwärtsfahrbereich eine Getriebestruktur, so ergibt sich folgendes:

Geg: Getriebe: $v_{G2} = -0.2 v_{G1} = 1.5; \rightarrow I_G = -7.5$

55

Wandler: $I_w = 6$

60

65

Mit $N = \frac{v_{G2}(I_w - I_G)}{(I_w - 1)}$ aus (3.17) wird

$$N = \frac{-0.2(6 + 7.5)}{6 - 1} = -0.54$$

mit $v_w = \frac{N - v_G}{N - 1}$ aus (3.10)

$$v_{w1} = 1.32 \quad v_{w2} = 0.22$$

Das Ergebnis ist im Bild 3.23 dargestellt. Die Leistungshyperbel ist vorwärts beim vierfachen Eingangsmoment abgeschnitten, rückwärts wird ebenfalls nur das vierfache Eingangsmoment verlangt. Da jedoch dies bei einer Übersetzung 5 erfolgt, muß das notwendige Eingangsmoment und damit die Eingangsleistung nur 80% des Maximalmoments bzw. der Maximalleistung betragen.

Bild 3.23: Begrenzung der Anfahrmomente und des Rückwärtsfahrbereichs

Trotz dieser Einschränkungen steigt die Wandlerleistung bezogen auf die Ausgangsleistung auf sehr hohe Werte. Im Vorwärtsfahrbereich steigt die Wandlerleistung auf das 3,16fache der Ausgangsleistung, im Rückwärtsfahrbereich auf das 2,16fache.

Mit dem gleichen Wandler, aber vom Drehzahlverhältnis umgekehrt zum vorherigen Beispiel eingesetzt, ergibt sich:

$$I_w = \frac{1}{6} \quad \text{und daraus} \quad N = 1.84; v_{w1} = 0.4; v_{w2} = 2.4$$

$$\frac{P_{WRW}}{P_a}(v = -0.2) = -10 \quad \text{und bei } P_e = 80\% \quad P_{max} = -8$$

$$\frac{P_{WVW}}{P_a}(v = 0.25) = 6.36$$

Das Ergebnis ist im Bild 3.24 dargestellt.

Durch den gegenüber dem vorherigen Beispiel "reziprok" eingesetzten Variator wird dessen Beanspruchung deutlich höher.

Man sieht, daß nur bei "gleichsinnigen" Drehzahlverhältnisverläufen von Wandler und Getriebe die Wandlerleistung niedrig ist.

Bild 3.24: Grenzen der "Einbereichs"-Struktur

Fazit

Es wurde der Literatur entsprechend bestätigt, daß eine Geared-Neutral-Struktur in dieser einfachen Art einen sehr kräftig dimensionierten Variator erfordert.

Das Verhältnis der Wandlerleistungen an den Grenzwerten v_{G1} und v_{G2} läßt sich durch die Getriebestruktur nicht beeinflussen, es hängt nur von Wandler- und Getriebebespreizung ab, was im folgenden bewiesen wird.

mit

$$\frac{P_w}{P_a} = \frac{\mu_G v_{G2}(I_w - I_G)}{I_w - 1} - 1 \quad \text{und} \quad v_{G1} = I_G v_{G2}$$

ergibt sich

$$\frac{P_w}{P_s} = \frac{\mu_G v_{G1}}{I_G} \frac{(I_w - I_G)}{I_w - 1} - 1$$

und mit $\mu_{GVG} = 1$
(verlustfrei) ergibt sich:

vorwärts:
$$\frac{P_w}{P_s} = \frac{(I_w - I_G)}{I_G (I_w - 1)} - 1$$

rückwärts:
$$\frac{P_w}{P_s} = \frac{(I_w - I_G)}{(I_w - 1)} - 1$$

$$\frac{P_{wvw}}{P_{wrw}} = \frac{I_w}{I_G} \quad (3.21)$$

Das Verhältnis der Wandlerleistungen an den Grenzübersetzungen hängt nur vom Verhältnis der Spreizungen von Wandler und Getriebe ab.

Es gibt bei einer Geared-Neutral-Struktur jedoch noch ein weiteres Problem: Da die Übersetzung im Stillstand Unendlich ist, wird das Getriebe im Schubbereich blockieren. Man muß daher nicht nur aus Komfortgründen, um den Ausrollvorgang des Fahrzeugs bis zum Stillstand akzeptabel zu gestalten, sondern auch aus Sicherheitsgründen ein zusätzliches Trennelement im Abtriebsstrang vorsehen. Fügt man noch eine zweite Kupplung an geeigneter Stelle ein, so hat man eine Zweibereichsstruktur, die den Wandler mehrfach nutzt.

Bild 2.7: Geared-Neutral-Struktur

Diese Struktur wurde im Kapitel 2 bereits vorgestellt und ist hier nochmals (Bild 2.7) gezeigt. Die Übersetzungen in der Zusatzstufe sind so zu wählen, daß nach Durchfahren des Variatorregelbereiches bei geringer bzw. ohne Differenzdrehzahl im Planetengetriebe von der Kupplung 1 auf die Kupplung 2 umgeschaltet werden kann.

3.8 Zusätzliche Übersetzungen in der Struktur

Um freier in der Auswahl des Planetendifferentials und des Variators zu sein, kann man in allen Pfaden der Getriebestruktur zusätzliche Übersetzungen einbauen. Im Bild 3.25 sind jeweils zusätzliche Übersetzungsstufen mit Drehrichtungsumkehr eingebaut. Das hat zur Folge, daß im Strukturbild die Vorzeichen vor und hinter der Übersetzung gleich bleiben. Mit i_3 läßt sich das Drehzahlverhalten des Summiergetriebes beeinflussen. Es ist leicht nachzuvollziehen, daß bei gleicher Gesamtübersetzung des Wandlerzweigs (i_1, μ, i_2) und des Parallelzweigs (i_3) das Summendifferential ohne innere Relativdrehzahl mit Ausgangsdrehzahl dreht, wie es für eine "Zweibereichsstruktur" erforderlich ist.

Bild 3.25: Momentenstruktur mit zusätzlichen Übersetzungen

Es ergeben sich Gleichung 3.22 und Gleichung 3.23.

$$\frac{M_e}{M_s} = \frac{i_3(N-1) + i_1 \cdot i_2 \cdot \mu \cdot N}{i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \mu} = \frac{1}{i_1 \cdot i_2} v \cdot (N-1) + \frac{1}{i_3} N \quad (3.22)$$

$$\frac{M_{wa}}{M_s} = \frac{-i_1 \mu \cdot (N-1)}{i_1 \cdot i_2 \cdot \mu} = -\frac{(N-1)}{i_2} \quad (3.23)$$

Mit der Umwandlung

$$\frac{M_e}{M_a} = -v_G$$

5 wird

$$10 \quad -v_G = \frac{N}{i_3} + \frac{(N-1)}{i_1 i_2} v_w$$

$$15 \quad v_G(-i_3) = N - \frac{v_w \cdot (-i_3)}{i_1 i_2} (N-1) \quad (3.24)$$

Mit

$$20 \quad i' = \frac{-i_3}{i_1 \cdot i_2} \quad \text{und} \quad \frac{v_{G1}}{v_{G2}} = I_G \quad \text{und} \quad \frac{v_{w1}}{v_{w2}} = I_w$$

25 ergibt sich

$$30 \quad \frac{v_{G1}}{v_{G2}} = \frac{N - v_{w1} \cdot i' (N-1)}{N - v_{w2} \cdot i' (N-1)}$$

35

$$40 \quad N = \frac{v_{w2} \cdot i' (I_w - I_G)}{v_{w2} \cdot i' (I_w - I_G) + I_G - 1} \quad (3.25)$$

oder

$$45 \quad i' = \frac{-N(I_G - 1)}{v_{w2}(N-1)(I_w - I_G)}$$

50 Ist v_G als Funktion von N gesucht, ist abzuleiten, so ist

$$55 \quad v_w = \frac{N - v_G(-i_3)}{\frac{-i_3}{i_1 \cdot i_2} (N-1)} \quad (3.26)$$

$$60 \quad \frac{v_{w1}}{v_{w2}} = \frac{N - v_{G1}(-i_3)}{N - v_{G2}(-i_3)} = I_w$$

$$65 \quad \text{mit } \frac{v_{G1}}{v_{G2}} = I_G$$

$$N - I_G v_{G2}(-i_3) = I_W v_{G2}(-i_3)$$

$$v_{G2}(-i_3) = \frac{N(I_W - 1)}{I_W - I_G}$$

$$v_{G2} = \frac{N(I_W - 1)}{(-i_3)(I_W - I_G)} \quad (3.27)$$

und daraus mit

$$N = \frac{v_{G2}(I_W - I_G)(-i_3)}{(I_W - 1)} \quad \text{und} \quad \frac{M_{w_1}}{M_1} = -\frac{(N-1)}{i_2}$$

$$\frac{M_{w_1}}{M_1} = -\frac{1}{i_2} \left(\frac{v_{G2}(I_W - I_G)}{(-i_3)(i_W - 1)} - 1 \right) \quad (3.28)$$

Da

$$\frac{P_w}{P_1} = \frac{M_{w_1} \omega_{w_1}}{M_1 \omega_1}; \quad \text{und} \quad \frac{M_{w_1}}{M_1} = -\frac{N-1}{i_2}$$

ergibt sich mit

$$\frac{\omega_{w_1}}{\omega_{w_e}} = v_w \quad \text{und} \quad \frac{\omega_{w_e}}{\omega_e} = -\frac{1}{i_1}$$

$$\frac{P_w}{P_1} = \frac{(N-1)v_w}{i_1 i_2 v_G}$$

und mit (3.26)

$$\frac{P_w}{P_1} = \frac{N}{-i_3 v_G} - 1 \quad (3.29)$$

und mit (3.27)

$$\frac{P_w}{P_1} = \frac{\mu_G(I_W - I_G)v_{G2}}{(I_W - 1)} - 1 \quad (3.30)$$

Man wird aber allein schon aus Aufwands- und Verlustgründen nicht gleichzeitig alle drei im Strukturbild angegebenen Übersetzungsstufen einbauen. Die Übersetzungsstufe i_3 erlaubt vor allem eine andere Planetensatzkonfiguration, die Übersetzungsstufen i_1 und i_2 sind zum Variator in Reihe geschaltet, was nichts anderes bedeutet, als daß die Grenzübersetzungen des Wandlerzweigs geändert werden können. Dies hat vor allem bei symmetrischen Wandlerausführungen Vorteile.

An den Leistungsflüssen in den Strukturzweigen können die Übersetzungen jedoch nichts ändern, diese sind

allein von der gegebenen Wandler- und gewünschten Getriebespreizung abhängig (Gleichung 3.30).

Diese Berechnungsgrundlage wird nun für eine Zwei-Bereichs-Geared-Neutral-Struktur genutzt. Das Anfahren im Vorwärtsfahrbereich und der komplette Rückwärtsfahrbereich erfolgt in Leistungsverzweigung.

Ab einem Vorwärtsdrehzahlverhältnis von 0,45 kann durch den Wechsel der Kupplungen der Variator in den direkten Leistungsfluß geschaltet werden, so daß er dann im Vorwärtsfahrbereich vom Drehzahlverhältnis 0,45 bis 2,4 allein wirksam ist. Die Umschaltung ist bei 0,45 gewählt, obwohl der gewählte Variator eine Gesamtspreizung von 6 hätte. Man braucht diese Sicherheit, um die Umschaltung zwischen den Bereichen freier gestalten zu können. Dies wird ausführlicher im Kapitel 5 behandelt.

Mit den vorher erarbeiteten Gleichungen ergeben sich die Beziehungen der Momenten und Leistungsverhältnisse. Sie sind im Bild 3.26 dargestellt.

Man sieht, daß trotz Momentenbegrenzung die Wandlerleistung im Rückwärtsanfahrbereich bis zur 2,89 fachen Ausgangsleistung ansteigt.

Bild 3.26: Leistungsverhältnisse bei einer "Zweibereich"-Struktur

Im Vorwärtsanfahrbereich wird mit Blindleistung (s. Kapitel 3.9) begonnen. Bei einem Getriebedrehzahlverhältnis von 0,33 fließt die gesamte Antriebsleistung über den Wandler und nimmt dann zu höheren Drehzahlverhältnissen bis 0,45 ab. Im zweiten Betriebsbereich fließt natürlich die gesamte Leistung über den Variator, da das Getriebe nicht mehr in Leistungsverzweigung arbeitet, was durch die konstant mit "1" laufende Linie dargestellt ist.

Im Beispiel des Bildes 3.26 ist der Wandlungsbereich im reinen Variatorbetrieb mit 6 sehr "üppig" gewählt. Man kann hier zweifelsohne Abstriche machen. Man sieht, daß zur Begrenzung der maximalen Wandlerleistung ein Optimierungsprozeß notwendig ist, der einerseits ausreichende Anfahrdrrehmomente im Rückwärtsbereich erlaubt, andererseits bei Vorwärtsfahrt im zweiten, direkt genutzten Bereich eine ausreichende Spreizung zuläßt.

3.9 Blindleistung

Bei leistungsverzweigten Getrieben kann es zu Blindleistungen kommen. Blindleistung ist definitionsgemäß dann vorhanden, wenn die Leistung in einem Getriebezweig größer ist, als die dem Gesamtgetriebe zugeführte oder abgeführte Leistung.

Im Strukturplan bedeutet dies also, daß die Variatorleistung oder die Leistung im Pfad "e" gegen den Knoten "e" fließt. Anhand der nochmals dargestellten Struktur des Bildes 3.2 lassen sich in Bild 3.27 die zwei Übersetzungsbereiche, in denen Blindleistung fließt, erkennen.

Bild 3.27: Blindleistungsfluß im Sankey-Diagramm

Fließt im Pfad "e" Leistung gegen den Knoten, so heißt dies, daß in diesem Bereich der Variator nicht nur die Eingangsleistung, sondern auch die Blindleistung, die über dem Pfad "e" und den Knoten in den Variator fließt, ertragen muß.

Im zweiten Fall fließt Leistung rückwärts über den Variator vom Differential zum Knoten, der Pfad "e" muß eine größere Leistung, als die Eingangsleistung ertragen.

Die fließende Blindleistung erzeugt zusätzliche Verluste. Dies ist bei den Verlusten im Variator und Planetendifferential zu berücksichtigen.

3.10 Wälz- und Kupplungsleistung im Planetensatz

Planetengetriebe übertragen Leistungen sowohl durch Wälzleistung als auch durch Kupplungsleistung, je nach dem vorliegenden Drehzahlverhältnis. Im Bild 3.28 sind die Begriffe näher erläutert. Die Kupplungsleistung ist das Produkt aus der Zahnkraft und der Steggeschwindigkeit. Die Wälzleistung ist das Produkt aus der Zahnkraft und der Wälzgeschwindigkeit v_w . Die Wälzleistung ist verlustbehaftet. Der Verlust kann nach den Regeln für Standgetriebe ermittelt werden. Die Wälzgeschwindigkeitsrichtung ist im Kutzbach-Plan durch die Weg der Stegdrehzahl zum Zahneingriff gegeben.

Bild 3.28: Wälzleistung im Planetensatz

Da bei umlaufendem Steg die Wälzgeschwindigkeit kleiner oder größer als die des Standgetriebes werden kann, können die Verzahnungsverluste des Umlaufgetriebes größer oder kleiner als die des Standgetriebes sein. Da bei Geared-Neutral-Anordnung die Geschwindigkeitsverhältnisse über den Drehzahlverhältnissen variabel sind, sind auch die Verluste entsprechend variabel.

Die Wälzleistung P_{wz} läßt sich aus der Differenz der Zentralwellendrehzahlen und dem anstehenden Moment ableiten.

$$P_{wz} = \frac{M_s}{r} (r\omega_s - r\omega_w)$$

mit

$$\frac{\omega_w}{\omega_e} = v_w \quad \text{und} \quad \frac{\omega_s}{\omega_e} = v_G$$

wird

$$P_{wz} = M_s \omega_s \left(1 - \frac{v_w}{v_G} \right)$$

und mit $P_s = M_s \omega_s$ wird

$$\frac{P_{wz}}{P_s} = \left(1 - \frac{v_w}{v_G} \right) \quad (3.31)$$

Mit

$$N = \frac{v_{G2}(I_w - I_G)}{(I_w - 1)}$$

aus (3.17) und mit

$$v_w = \frac{N - v_G}{N - 1}$$

aus (3.10) wird

$$\frac{P_{wz}}{P_s} = \frac{(1 - \mu_G) v_{G2}}{v_{G2} - \frac{I_w - 1}{I_w - I_G}} \quad (3.32)$$

Zusammenfassung

Mit den in Kapitel 3 gefundenen Beziehungen (vor allem: 3.19a, 3.21, 3.25, 3.30) läßt sich nun eine Getriebe-
struktur verlustfrei vorausberechnen. Im folgenden Kapitel wird nun die Berücksichtigung der Verluste erläu-
tert.

4. Verluste

4.1 Wirkungsgrade

Ingenieure beschäftigen sich schon sehr lange mit dem Phänomen der Verluste. Obwohl die Leistungen der
seit Beginn des Industriealters erfundenen Dampfmaschinen und Verbrennungskraftmaschinen wesentlich
größer waren als die der bisher eingesetzten Kraftquellen, waren sie doch absolut gesehen relativ niedrig. Man
war also sehr darauf bedacht, wieviel von der eingesetzten Leistung man auch am Ausgang der "Maschine"
nutzen konnte. Die Tatsache, daß jahrzehntlang die zur Verfügung stehende Leistung gerade ausreichend war,
prägte vermutlich auch die Definition des Wirkungsgrades. Der Wirkungsgrad sagt nämlich aus, wieviel von
einer eingesetzten Leistung genutzt werden kann:

$$\eta = -\frac{P_s}{P_e} \quad \text{bzw.} \quad \eta = -\frac{P_e - P_v}{P_e}$$

Zumindest bei Kraftfahrzeugen hat sich in den letzten 10 Jahren das Leistungsangebot im Vergleich zur
mittleren genutzten Leistung deutlich erhöht. War es vor noch nicht all zu langer Zeit möglich, mit einem
durchschnittlichen Personenkraftwagen längere Zeit auf der Autobahn Vollgas zu fahren, so ist durch die
Erhöhung der maximalen Leistung von Pkw-Motoren im Verhältnis zur nutzbaren Leistung — beschränkt durch

Verkehrsdichte oder Geschwindigkeitsbegrenzungen, aber auch reduziert durch Luft-, Rollwiderstands- und Gewichtsoptimierung — dies heute kaum mehr möglich. Die theoretisch erreichbare Spitzengeschwindigkeit liegt meist deutlich über 150 km/h, so daß zumindest bei Personenkraftwagen die meiste Zeit im Teillastbereich gefahren wird. Umfangreiche Meßfahrten bestätigen diesen Trend auch in Deutschland — dem letzten Land
 5 ohne Geschwindigkeitsbegrenzung [4.1].

Bild 4.1: Leistungsbedarf eines Pkw in verschiedenen Fahrzyklen (aus [4.1])

In diesem Bild ist sehr deutlich ersichtlich, daß ca. 20% der Zeit Abtriebsleistungen von 0 kW oder < als 0 kW verlangt werden. Über 60% der Zeit sind die geforderten Leistungen < als 5 kW. Die Messungen wurden mit
 10 einem Fahrzeug der gehobenen Mittelklasse durchgeführt.

Auch bei Nutzfahrzeugen ist durch Leistungssteigerung und Fahrwiderstandsverringering der Anteil der Vollastbetriebszeit deutlich gesunken.

Die Teillastwirkungsgrade werden daher immer wichtiger.

Obwohl diese Tatsache den meisten Getriebeentwicklern bekannt ist, werden doch oft Getriebestrukturen mit
 15 einem einheitlichen Wirkungsgradwert überprüft, was im immer wichtiger werdenden realen Fahrbetrieb mit hohen Stillstandszeiten, Schubphasen etc. zu gravierenden Fehlbeurteilungen führt. So gab es nicht selten Versuche, durch aufwendige Getriebestrukturen, sei es durch eine hohe Anzahl von Gängen oder Leistungsverzweigungen u. ä., den (Vollast-) Wirkungsgrad des gesamten Antriebsstranges (incl. Verbrennungskraftmaschine) zu erhöhen. Häufig wurde hierbei übersehen, daß mit zusätzlichem Aufwand auch die leistungsunabhängigen
 20 Verluste (Schlepp-, Plantsch- und ähnliche Verluste) stark steigen, so daß zumindest im wichtigen Teillastgebiet die Gesamtbilanz im Vergleich zu einem einfachen Getriebe kaum besser wird.

Da Getriebe oft für die hohen Antriebsleistungsreserven konstruiert werden (bei zu vorsichtiger Definition des Zeitanteils, bei dem Vollast gefahren werden kann), bewirken die größer dimensionierten Elemente wie
 25 Zahnräder, Lager, Dichtungen etc. auch höhere Schleppverluste, die sich im Teillastgebiet besonders negativ bemerkbar machen.

4.2 Wirkungsgradkennfeld/Verlustmomente

Ein erster Ansatz, Verluste besser zu quantifizieren, ist in der Benutzung von Wirkungsgradkennfeldern zu
 30 sehen [4.2]. Im Bild 4.2 ist ein Getriebewirkungsgradkennfeld mit den Parametern Eingangsdrehzahl und Eingangsdrehmoment dargestellt. Man sieht, daß es vieler Stützstellen bedarf, um das Kennfeld zu definieren.

Bild 4.2: Wirkungsgradkennfeld (aus [4.2])

Im Bereich des Schleppmomentes ist der Wirkungsgrad konstant 0, — ein Punkt, über den später noch
 35 diskutiert wird.

Da die Wirkungsgrade auch von anderen Parametern abhängen, wie Übersetzung, Temperatur und v. a. m., ist ein Kennfeld allein nicht ausreichend.

Bild 4.3: Schleppleistungen für die Vorwärtsgänge eines Schaltgetriebes (aus [4.3])

Wesentlich einfacher ist es, wenn statt eines Wirkungsgradkennfeldes Verlustleistungen in Abhängigkeit von
 45 verschiedenen Parametern aufgetragen werden. Dies ist z. B. in Literatur [4.3] für verschiedene Gänge und Getriebevarianten dargestellt. Auszugsweise zeigt das Bild 4.3, daß zumindest in einem großen Bereich die Verlustleistung proportional der Antriebsdrehzahl ist. Es ist also einfacher, in dem Fall mit Verlustmomenten zu operieren, die vielfach in erster Näherung konstant sind. Da meßtechnisch im Regelfall ebenfalls Momente erfaßt werden, hat diese Vorgehensweise zwei Vorteile:

- 50 1. muß nicht das Moment erst in Leistung umgerechnet werden und
2. läßt sich bei annähernd konstanten Verlustmomenten ein (mittlerer) einzelner Wert besser einprägen bzw. weiterverarbeiten.

4.3 Verlustmomente

Die Benutzung von Wirkungsgraden an Stelle von Verlustmomenten hat einen weiteren Nachteil. Kehrt sich
 55 der Leistungsfluß in einem Getriebe oder Getriebeteil um, so ändert sich die Zuordnung von Eingangs- und Ausgangsleistung, so daß der Wirkungsgrad η in Beziehungen reziprok angewandt werden muß. Oder, man kann — wie auch in der Literatur vorgeschlagen ([4.4] bzw. [4.5]) — den Wirkungsgrad mit einer Hochzahl versehen, die je nachdem, ob treibend oder getrieben, +1 oder -1 beträgt. Damit kann man nun zwar gleichungsmäßig leichter operieren, jedoch gibt es ein Betriebsgebiet von Triebsträngen, in dem der Begriff und die Definition des Wirkungsgrades versagt, wenn er nicht auch als Negativwert bis in den Schubbereich verwendet wird.

Im Bild 4.4 sind vier Betriebsbereiche — vom Zugbetrieb zum Schubbetrieb — beispielhaft dargestellt. Die
 65 Verlustleistung ist zur Verdeutlichung der Problematik übertrieben hoch. Im Zugbetrieb und im Grenzfall, wenn die Eingangsleistung gleich der Verlustleistung ist, funktioniert noch problemlos die übliche Definition des Wirkungsgrades. Ist jedoch die Höhe der Antriebsleistung gleich groß wie die Höhe der benötigten Abtriebsleistung und gleich der halben Verlustleistung, ergibt sich rechnerisch ein Wirkungsgrad von -1.

Bild 4.4: Definition des Wirkungsgrades

Im Schubbetrieb funktioniert die Berechnung nur bei Berücksichtigung der Leistungsflußrichtung und bekannten Wirkungsgradwerten kleiner 0!

Wesentlich eleganter ist es, überhaupt nicht mit Wirkungsgraden zu rechnen, sondern die Verlustleistung, oder noch besser Verlustfehlmomente, verursachergerecht zuzuordnen.

Es empfiehlt sich daher ebenfalls, die Verlustmomente, soweit sie von der Abtriebsdrehzahl beeinflusst werden, auf Abtriebsdrehmomente und Abtriebsdrehzahlen zu beziehen und nur die der Motordrehzahl verbundenen Verluste — wie es z. B. die Ölpumpe von Automatgetrieben ist (die ja direkt von Motor angetrieben wird) — dem Motor zuzuordnen.

Bei Wandlern ist, um das gewünschte Abtriebsmoment zu erhalten, das Eingangsmoment um das Verlustmoment zu erhöhen.

Aus der Literatur [4.3] sind gemessene Verlustmomente entnommen und in der Tabelle 1 dem Abtriebsmoment zugeordnet.

In der ersten Spalte ist das Abtriebsmoment aufgetragen, wobei der üblichen Darstellung entsprechend, eine positive Zahl Zugbetrieb, eine negative Zahl Schubbetrieb bedeutet. In der zweiten Spalte ist ein konstanter mittlerer Wirkungsgrad angenommen, wobei im Schubbereich der Wirkungsgrad der Literatur entsprechend η^{-1} benutzt wird. Die sich dabei ergebenden Eingangsmomente sind in der dritten Spalte zu sehen. In der vierten Spalte sind die Verlustmomente, die lt. der Literaturstelle gemessen und berechnet wurden, angeführt. Es ergeben sich zum Teil stark differierende notwendige Eingangsmomente in der fünften Spalte im Vergleich zur dritten Spalte vorher. Berechnet man nun mit den tatsächlich notwendigen Eingangsmomenten den Wirkungsgrad mit Hochzahl, so erkennt man, daß er einerseits stark von einem mittleren Wirkungsgrad abweicht, wie zu erwarten war. Andererseits sieht man aber auch, daß im Übergangsbereich zwischen Zug und Schub ein richtiges Ergebnis nur mit negativen Wirkungsgraden erreicht werden kann.

Im Bild 4.2 war ersichtlich, daß eigentlich der Wirkungsgrad für niedrige Eingangsmomente — < dem Schleppmoment — ins Negative verlängert werden mußte.

Tabelle 1

Wirkungsgrad/Verlustmomente [Nm] (unter Benutzung von [4.3])

$-M_a$	η^K	M_e	M_v	M_a	η^K
320	0,9	355,5	10,5	330,5	0,968
50	0,9	55,5	3,5	53,5	0,934
-1	$0,9^{-1}$	-0,9	2	1	-1
-5	$0,9^{-1}$	-4,5	2	-3	0,6
-50	$0,9^{-1}$	-45	3,5	-46,5	0,93

Diese Problematik wird vermieden, wenn grundsätzlich mit Verlustmomenten oder Verlustleistungen gearbeitet wird.

Im folgenden Kapitel wird bei der Ermittlung der benötigten Antriebsleistung genau nach diesem Verfahren vorgegangen. Auch sind alle Verlustkennfelder, die aus der Literatur entnommen wurden, auf die Abtriebswerte umgerechnet.

Der Autor meint, daß die Transparenz der Auswirkung von Verlusten durch diese Art der Darstellung wesentlich besser ist als bei der Verwendung von Wirkungsgraden und daß damit außerdem die Verarbeitung (und nicht nur in elektronischen Rechnern) erleichtert wird.

4.4 Vergleich Wirkungsgrad zu Verlustmoment

Im folgenden Bild 4.5 ist das Beispiel einer Geared-Neutral-Struktur, das auch im Bild 3.20 verwendet worden ist, benutzt, um zu zeigen, daß das Arbeiten mit Verlustmomenten an Stelle von Wirkungsgraden auch in komplexen Strukturen möglich ist.

Bild 4.5: Leistungsflüsse verlustfrei; M in [Nm], n in [rad/s]

Zuerst werden die Leistungsflüsse und Drehzahlverhältnisse verlustfrei betrachtet. Da die Kennziffer des Planetensummiergetriebes in diesem Beispiel $N = -1,5$ ist, ergibt sich eine Blindleistung von beträchtlicher Höhe im Variator. Es wird der Betriebspunkt bei einem Getriebedrehzahlverhältnis von 0,5 (Ausgangsdrehzahl zur Eingangsdrehzahl) betrachtet. Für dieses Getriebedrehzahlverhältnis ist ein Wandlerdrehzahlverhältnis von 0,8 erforderlich. Man sieht, daß das + Ausgangsmoment im Wandlerzweig das 2,5fache des Getriebeausgangsmoments beträgt. Es ergibt sich eine hohe Wandlerleistung, da auch die Drehzahl höher als die Getriebeausgangsdrehzahl ist. Ein Teil dieser Wandlerleistung fließt am Planetendifferential in den Abtrieb. Der Großteil fließt über den Pfad e' zurück zum Knoten, wo er zusammen mit dem Getriebeeingangsmoment das Wandler-eingangsmoment bestimmt.

Bei den nachfolgenden Wirkungsgrad- und Verlustmomentbetrachtungen werden die Verluste im Planetendifferential der Einfachheit halber vernachlässigt. Sie können jedoch entweder nach Kapitel 3.10 oder nach der Literatur [4.10] berücksichtigt werden.

Bild 4.6: Leistungsflüsse mit $\eta = \text{const} (< 1)$

Mit einem angenommenen Wandlerwirkungsgrad von 0,95 ergibt sich ein Gesamtwirkungsgrad des Getriebes von 0,83. Dies ist leicht einsehbar, da die hohe Wandlerleistung (Blindleistung) mit dem entsprechenden Wirkungsgrad hohe Verluste ergibt, die bei einer Gesamtgetriebebilanz den Gesamtwirkungsgrad verschlechtern müssen. Nimmt man einen einheitlichen Wirkungsgrad für den Wandler (bzw. Variator) an, so sind auch die Teillastwirkungsgrade vom Betrag gleich.

Im Bild 4.7 wird mit Wandlerverlusten entsprechend der Literatur [4.6 und 4.7] gearbeitet. Im nachfolgenden Kapitel "Verlustquellen" sind der Literatur entnommene Variatorverluste auf das Variatorausgangsmoment umgerechnet. Für 250 Nm Abtriebsmoment sind 10 Nm Verlustmoment anzunehmen (dies führte im Bild 4.6 zu einem Wirkungsgrad von 0,95). Aufgrund günstigerer Bedingungen für den Variator, auf die hier nicht näher eingegangen wird, die aber in der genannten Literatur erläutert sind, sind die Verlustmomente bei Teillast deutlich niedriger. Das Verlustmoment beträgt hier nur 3 Nm beim halben Wandlerausgangsmoment, was zu einem Gesamtwirkungsgrad von 0,89 in diesem Betriebspunkt führt. Man sieht hier den sonst seltenen Fall, daß im Teillastgebiet der Wirkungsgrad besser, bzw. die relativen Verluste geringer werden.

Bild 4.7: Leistungsflüsse mit Verlustmomenten M_v

Für Getriebevergleiche sind die Kenntnisse der auftretenden Verluste notwendig.

4.5 Verlustquellen

Im Regelfall kann man die Verluste in zwei Gruppen einteilen:

Die belastungsunabhängigen Verlustmomente sind meist nur drehzahlabhängig und für die Teillastverluste wichtig. Dazu zählen Dichtungsverluste, Plantschverluste, Ventilationsverluste von Getriebeelementen gegen das Gehäuse, aber genauso Ventilationsverluste von geöffneten Schaltelementen. Je aufwendiger eine Getriebe-Struktur wird, desto höher sind diese Verluste. Da aufwendige Getriebe mit vielen Elementen trotzdem kompakt bauen müssen, steigen im Regelfall vor allem die Ventilationsverluste.

Diese Schleppverluste beeinflussen den Teillastwirkungsgrad wesentlich. Er ist aber nur gut vorausrechenbar, wenn alle Verluste ausreichend genau abgeschätzt werden [4.3 und 4.4].

Zu den drehmomentabhängigen Verlusten gehören Verzahnungsverluste, die sich aus der Rollreibung ergebenden Lagerverluste und Reibungsverluste von druckbelasteten Dichtungen, die zur Zuführung von Öl in rotierende Getriebeteile benötigt werden.

4.5.1 Ölpumpen

Automatgetriebe — egal ob stufenbehafte oder stufenlos — benötigen im Regelfall eine Ölpumpe. Damit der Öldruck schon im Anfahrbereich bereitsteht, muß die Ölpumpe vom Motor angetrieben werden. Diese Verluste sind also der Getriebeeingangsdrehzahl zuzuordnen. Der Leistungsbedarf von Ölpumpen verschiedener Bauart ist im Bild 4.8 ohne Gegendruck aber mit gleichem Fördervolumen angegeben [4.10].

Bild 4.8: Leistungsbedarf von Ölpumpen (aus [4.10])

Da die Pumpenverluste drehzahl- und -momentenabhängig entsprechend der Getriebebauart berücksichtigt werden müssen, ist es erforderlich, das Pumpenverlustmoment in Abhängigkeit der beiden Einflußgrößen zu kennen. Das Pumpenmoment ist abhängig vom Förderdruck und vom Fördervolumen, die Pumpenschleppverluste sind abhängig von Pumpendrehzahl und Fördervolumen.

Bild 4.9: Ölpumpenleistung in Abhängigkeit vom Druck (aus [4.3])

Aus [4.3] ist das Bild 4.9 entnommen. Man sieht, daß die druckabhängigen Verluste bei einer gegebenen Pumpenantriebsdrehzahl proportional dem Druck steigen. Man muß jedoch auch das Schleppmoment entsprechend berücksichtigen. Dies führt zu folgender Gleichung:

$M_p = M_{\text{schlepp}} + p \cdot V \cdot K$; wobei p der Förderdruck und V das Fördervolumen ist.

Die Konstante K beinhaltet einerseits — falls erforderlich — die Umrechnung von Dimensionen, aber ebenfalls die druckabhängigen Reibungsverluste der Pumpenräder.

4.5.2 Verzahnungsverluste

5

Wie in der Literatur üblich, sind in [4.3] die Verluste von Stirnradgetrieben auf die Eingangs-drehzahl und Eingangsmomente bezogen. Wie schon vorher beschrieben, ist bei der Berechnung von erforderlichen Antriebsleistungen und Verbräuchen die Rechnung vom Abtrieb her sinnvoll.

10

Bild 4.10: Verlustmomente bezogen auf das Abtriebsmoment

Deshalb sind die entsprechenden Verluste auf die Abtriebsdrehzahl und das Abtriebsmoment umgerechnet. Im Bild 4.10 sieht man, daß die Verluste M_v im 1. Gang sehr stark ansteigen. Die Erklärung ist bereits im Kapitel 4.2 erfolgt. Deutlich ist zu sehen, daß die Verlustmomente einer Verzahnung sehr gut in erster Näherung proportional zum Abtriebsmoment sind, wobei jedoch ein "Grund"-Schleppmoment berücksichtigt werden muß.

15

Aus Bild 4.10 kann man jedoch auch noch etwas anderes sehen: Die von der durchgesetzten Leistung unabhängigen Verluste (Schleppverluste) sind in erster Näherung in allen Gängen, d. h. bei allen Übersetzungen bezogen auf die Eingangs-drehzahl etwa gleich hoch. Dies heißt, daß die Verluste vor allem von Getriebeteilen herrühren, die mit der Eingangs-drehzahl rotieren. Die auf dem Bild dargestellten Ergebnisse basieren auf einem Getriebe für Standardantrieb, bei dem über eine sogenannte Konstante eine Vorgelegewelle angetrieben wird, mit deren Verzahnungen wiederum mehrere Losräder kämten.

20

Die Schleppverluste der Stirnradverzahnungen können nach [4.8] bestimmt werden. Für vergleichende Betrachtungen können als Näherungsansatz die Verluste eines Handschaltgetriebes (Bild 4.11) berücksichtigt werden. Die Vernachlässigung wird als zulässig angenommen, da die Schleppverluste von Radsätzen und Lagern anteilig sehr klein sind.

25

Bild 4.11: Verlustaufteilung eines Handschaltgetriebes (aus [4.3])

4.5.3 Hydraulischer Drehmomentwandler

30

Der hydraulische Drehmomentwandler ist ein hydrodynamisches stufenloses Getriebe. Seine Kennwerte sind dimensionslos oder dimensionsbehaftet auf das Drehzahlverhältnis Wandlerausgangs-drehzahl zu Wandlereingangs-drehzahl bezogen. Bild 4.12 zeigt den typischen Verlauf der charakteristischen Werte. Die Drehmomentwandlung μ sagt aus, um wieviel das Abtriebsmoment höher als das Eingangsmoment ist. Die Leistungszahl λ sagt aus, wie hoch die Antriebsdrehzahl sein muß, damit ein entsprechendes Antriebsmoment übertragen werden kann.

35

Bild 4.12: Kennlinien eines hydraulischen Drehmomentwandlers (270 mm Durchmesser), aus [4.3]

40

Ähnliche Kurven sind auch für den Schubetrieb vorhanden. Da es vorteilhafter ist, den Drehmomentwandler wie auch die vorher besprochenen Getriebeelemente von der Abtriebsseite her zu betrachten, muß das Kennfeld auf die Abtriebskennzahl bezogen werden. Dies ist leicht möglich, wie in [4.11] beschrieben ist. Durch Multiplikation der Leistungszahl mit der Leistungszahl ergibt sich ein sogenannter Lastwert FW , mit dem direkt der Zusammenhang Abtriebsmoment zu Eingangs-drehzahl erfaßt werden kann.

45

Bild 4.13: Wandlerkennfeld mit Erweiterung zu FW (aus [4.11])

4.5.4 Mechanische Wandler

50

Für die Verluste von mechanischen Wandlern werden Veröffentlichungen der Firma PIV benutzt [4.6,4.7] (siehe auch Kapitel 1.6). In den Bildern 4.14 und 4.15 sind die Verlustleistungen wie üblich auf das Eingangsmoment bezogen.

55

Bild 4.14: Verluste eines Kettenvariators (aus [4.6])

Bild 4.15: Verluste eines Kettenvariators (aus [4.7])

Im Bild 4.16 sind die entsprechenden Werte auf das Abtriebsmoment bezogen. (Man sieht hier im übrigen die Weiterentwicklung der Kettenwandler daran, daß die Verlustmomente der neueren Veröffentlichung deutlich niedriger sind.)

60

Bild 4.16: Kettenvariatorverluste, bezogen auf das Abtriebsmoment

65

4.5.5 Sonstige Verluste (Dichtungen, Lager, Ventilationsverluste)

Im Bild 4.11 waren die Verluste an Dichtungen, Plantschverluste und Lagerverluste eines 5-Gang-Schaltge-

triebes gezeigt.

Für die Verluste von geöffneten Lamellenkupplungen bzw. Bremsen von Automatgetrieben werden Meßergebnisse eines ausgeführten Lamellenpaketes nach Bild 4.17 aus [4.9] genommen.

5 Bild 4.17: Verluste von nicht betätigten Schaltelementen (aus [4.9])

Hier wirkt sich offensichtlich die Striebeck-Kurve deutlich aus, da mit niedriger Relativedrehzahl die Verlustleistung trotz einer Ölzufuhr von 0,5 l/min zur Kühlung des geöffneten Elements wieder ansteigt. Das gewählte Beispiel des Lamellenschaltelementes ist als Rückwärtsgangbremse eines Automatgetriebes benutzt, das somit nur Stützmomente, aber im Regelfall keine Schaltarbeit zu ertragen hat. Dies sind ähnliche Bedingungen, wie sie für die nachfolgenden Geared-Neutral-Strukturen mit Schaltelementen gegeben sind.

Bei günstig ausgebildetem Schaltelementaufbau können diese Verluste sehr klein werden. Sie werden daher in den folgenden Beispielen vernachlässigt.

15 4.6 Vergleiche von Verlusten verschiedener Getriebestrukturen

Im folgenden werden die Verluste von verschiedenen Getriebestrukturen unter besonders kritischen Bedingungen betrachtet.

Einen wesentlichen Einfluß auf den Verbrauch bei Automatgetrieben haben die Stillstandsverluste, die bei Verwendung eines hydraulischen Drehmomentwandlers als Anfahrerelement auftreten, wenn nicht der Kraftfluß im nachgeschalteten mechanischen Getriebe unterbrochen wird.

Der zweite kritische Fall ist die langsame Fahrt mit zulässigem Gesamtgewicht in Steigungen. Beim Einsatz einer Trennkupplung als Anfahrerelement fallen in dieser nur Verluste an, wenn die gewünschte Fahrgeschwindigkeit mit der am niedrigsten möglichen Motordrehzahl nicht erreicht werden kann und die Anfahrkupplung schlupfen muß. Hierbei treten je nach Differenzdrehzahl hohe Verluste auf, die höchsten naturgemäß im Stand.

Da die zu vergleichende Getriebestruktur eine Zweibereichs-Geared-Neutral-Struktur ist, ist es sinnvoll, nur den ersten Bereich, der in Leistungsverzweigung betrieben wird, mit den konventionellen Anfahrerelementen: Drehmomentwandler und Kupplung zu vergleichen.

Der Vergleich bezieht sich also gleichsam auf drei stufenlose Getriebe mit unterschiedlichen Anfahrkonzepten: Geared Neutral, hydraulische Drehmomentwandler und Trennkupplung.

Selbstverständlich kann in den letzten zwei Fällen anstelle des stufenlosen Getriebes auch ein konventionelles Stufengetriebe gesetzt werden; die Verwendung des stufenlosen Getriebes bei der Geared-Neutral-Struktur mit einer zusätzlichen zweiten Kupplung K2 ist jedoch naheliegend.

35 4.6.1 Verwendete Elemente

Die Geared-Neutral-Struktur entspricht derjenigen, die die Verläufe nach Bild 3.26 ergibt. Sie ist im Bild 4.18 5 nochmal beschrieben. Der Eingang e ist mit dem Motor verbunden. Am Knoten teilt sich die Struktur.

40 Bild 4.18: Geared-Neutral-Struktur (zwei Bereiche)

Der mechanische Drehmomentwandler im ersten Pfad ist entsprechend den Verlusten von Kapitel 4.5.4 angenommen.

Eine Kupplung K2 erlaubt die direkte Koppelung des Variatorausgangs mit dem Getriebeausgang.

Im zweiten Pfad sitzt eine Trennkupplung K1. Sie ist erforderlich, um im Bereich 1 im Schubetrieb die Kraftschlußunterbrechung zwischen Getriebeausgang und Getriebeeingang zu ermöglichen und hat steuerungstechnische Vorteile. Sie ist ebenfalls notwendig, um bei geschalteter Kupplung K2 den Zweig mit der Übersetzungsstufe i_3 zu unterbrechen, da sonst die Struktur überbestimmt wäre. Ein Planetendifferential mit der Kenngröße N summiert beide Pfade zum Getriebeausgang a.

Entsprechend der Bedingung, daß bei einem bestimmten Drehzahlverhältnis im mechanischen Wandler von K1 auf K2 schlupfarm umgeschaltet werden soll, ergibt sich nach Kapitel 3.8 die Hilfsübersetzung mit 2,22. Daraus berechnet sich die Kenngröße des Planetendifferentials N mit 1,46.

Der für den Vergleich verwendete Drehmomentwandler hat eine Kennlinie nach Bild 4.13. Er ist im Durchmesser so bemessen, daß sich eine Vollast-Festbremsdrehzahl von $\omega = 200$ ergibt. Die maximale Drehmomentwandlung beträgt 1,85.

4.6.2 Stillstandsverluste (Kriechmoment)

Der gewählte Drehmomentwandler bremst den Motor bei Leerlaufdrehzahl bei einem Motormoment, das dem Quadrat des Reziprokwertes von Leerlaufdrehzahl zur Vollast-Festbremsdrehzahl entspricht. Bei der gleich hoch angenommenen Wandlung von 1,85 ist dann das Ausgangsmoment des Anfahrerelementes (das Turbinenmoment) gleich 17% des Vollast-Festbremsmomentes des Motors. Die Verlustleistung ist Motormoment mal Motordrehzahl.

Setzt man eine Kupplung als Anfahrerelement ein, dann ist es je nach Komfortansprüchen (s. Kapitel 1.3) und je nach Kupplung nötig, ein Kriechmoment von 0 oder > 0 einzustellen. Wenn das Kupplungsausgangsmoment gleich hoch gefordert ist, wie es sich bei einem Drehmomentwandler einstellen würde, muß dann das Kupplungsmoment 17% des maximalen Motormomentes betragen.

Es ergibt sich dann bei dem Vergleich im Stillstand bei Leerlaufdrehzahl für die Kupplung die maximale

Verlustleistung. Die Leerlaufverluste können also je nach gefordertem Kriechmoment zwischen 0 und ca. dem Doppelten der Verluste des hydraulischen Drehmomentwandlers betragen.

Bei der Geared-Neutral-Struktur sind die Stillstandsverluste auch unter Kriechmoment theoretisch 0, so lange das Drehzahlverhältnis im Wandler exakt der Übersetzung in der Stufe i_3 und dem Planetendifferential entspricht (bei Vernachlässigung der Variatorverluste). Es errechnet sich nach der Gleichung (3.26) ein Stillstands- 5
drehzahlverhältnis $v_{w0} = 1,43$.

Nun ist von ausgeführten Geared-Neutral-Strukturen bekannt und auch leicht einzusehen, daß die exakte Regelung dieses Übersetzungsverhältnisses schwer möglich ist und damit eine Schwankung des Drehzahlverhältnisses als Schwingen des Fahrzeugs um den Stillstand spürbar ist. Wegen der unendlichen Drehmomentwandlung im Stillstand kann das Abtriebsmoment trotz der Triebstrangelastizität vom Betrag her stark schwanken! 10

Ein Lösungsansatz ist nun darin zu sehen, daß die Kupplung K1 nur ein definiertes Drehmoment übertragen kann. Weiters wird das Drehzahlverhältnis im Wandler so eingestellt, daß sich eine positive Drehzahl im Vorwärtsfahrbereich und eine negative Drehzahl im Rückwärtsfahrbereich einstellen würde, wenn aufgrund des eingeregelter Kupplungsmomentes das Fahrzeug zu rollen beginnen würde. 15

Somit erreicht man die positiven Effekte eines Kriechmomentes und gleichzeitig eine Unempfindlichkeit gegenüber der Übersetzungsregelung im stufenlosen Getriebe, da das Abtriebsmoment nur von dem übertragbaren Moment der schlupfenden Kupplung abhängt. Weiterhin erlaubt diese Kupplung, wie später gezeigt wird, bei entsprechender Ansteuerung einen angenehmen Abtriebsmomentverlauf beim Ausrollen und Anhalten.

Da die Differenzdrehzahl in der Kupplung jedoch wesentlich geringer als bei einer Anfahrkupplung ist, sind die Verluste in der schlupfenden Kupplung K1 entsprechend geringer als bei einem Drehmomentwandler oder einer Anfahrkupplung bei gleichem Kriechmoment. Im gegebenen Beispiel wurde ein Übersetzungsregelungsfehler von $-3,5\%$ angenommen. Es ergibt sich damit eine Verlustleistung, die maximal 5% der entsprechenden Wandlerverlustleistung beträgt. Sie kann dabei je nach Güte der Drehzahlregelung und je nach gefordertem Kriechmoment auch nahe Null liegen. 25

4.6.3 Konstantfahrt unter Last

Es wird eine Steigungsfahrt mit 12% Steigung und einem Gesamtgewicht von Personenwagen incl. Anhänger von etwas über 3000 kg angenommen. 30

Nach Kapitel 1 ergibt sich damit ein Eingangsmoment für das stufenlose Getriebe von 100 Nm, bei einer in dieser Fahrzeugklasse üblichen Gesamtübersetzung vom Underdrive des stufenlosen Getriebes bis zu den Rädern von 13,5.

Es sind nun die Verluste gefragt, die in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit vom Stillstand bis zu einer Getriebeeingangsdrehzahl von $\omega = 150$ auftreten. 35

In Bild 4.19 sind die Getriebestrukturen dargestellt, die verglichen werden.

Bild 4.19: Strukturbilder der verglichenen Konzepte

Im Falle des hydraulischen Drehmomentwandlers (Bild 4.19 oben) und der Anfahrkupplung (Bild 4.19 Mitte) 40
sind diese zwischen Motor und stufenlosem Getriebe angeordnet.

Im Falle der Geared-Neutral-Struktur ist, wie schon in Bild 4.18 beschrieben, der Ausgang des stufenlosen Getriebes mit einem Planetendifferential verbunden, das mit einer Kupplung K2 überbrückt werden kann.

Im Anfahrbereich ist die Kupplung K2 offen und das Planetendifferential stützt sich über eine Hilfsübersetzung i_3 und die geschlossene Kupplung K1 wiederum am Eingang des stufenlosen Getriebes ab. 45

Der hydraulische Drehmomentwandler hat eine Charakteristik nach Bild 4.12. Für ein maximales Motoreingangsmoment von 250 Nm ergibt sich bei einer Festbremsdrehzahl von $\omega = 200$ ein notwendiges $K = 1,95$.

$$M_p = \omega_{\text{mot}}^2 \cdot \lambda \cdot K$$

Bei der gegebenen Belastung ergeben sich aus der Wandlercharakteristik die notwendigen Motordrehzahlen, um die geforderte Zugkraft zu erreichen. Sie sind in Bild 4.20 links oben dargestellt. 50

Bild 4.20: Verluste [kW], Drehzahlen [rad/s] und Motormomente [Nm]

Die dabei anfallenden Verluste im Wandler sind in Bild 4.20 unten dargestellt, sie sind jedoch wegen der Betrachtung der Gesamtgetriebestruktur um die Verluste des stufenlosen Getriebes zu erhöhen. Nach Bild 4.16 ergibt sich für dieses ein Verlustmoment von 10 Nm, das am Eingang des stufenlosen Getriebes zuzuschlagen ist. Die Verlustleistung ist gleich dem Produkt von Verlustmoment und Getriebeeingangsdrehzahl. Sie beträgt somit 1,5 kW bei der maximal betrachteten Getriebeeingangsdrehzahl von $\omega = 150$ rad/s. Die Gesamtverluste 60
ergeben sich durch Addition der Verluste im Wandler und der Verluste vom stufenlosen Getriebe mit $P_v = 2,8$ kW.

Wird mit einer Kupplung angefahren, so läßt sich die Eingangsdrehzahl des Motors im Schlupfbereich so lange frei wählen, so lange der Motor das geforderte Kupplungsmoment erbringen kann.

In Bild 4.20 sind für zwei Einkuppeldrehzahlen die Verluste in der Kupplung dargestellt. Die Gesamtverluste 65
ergeben sich wiederum durch Addition von Kupplungsverlusten plus Verlusten des stufenlosen Getriebes. Sobald die Motordrehzahl der Getriebeeingangsdrehzahl entspricht, sind die Kupplungsverluste Null.

Das gleiche läßt sich natürlich auch bei einer Überbrückung des Drehmomentwandlers erreichen. Man sieht

jedoch, daß in Abhängigkeit der Anfahrcharakteristik (Drehzahlverlauf) die Verluste der Kupplung bei niedriger Drehzahl höher als die des Wandlers sind.

Im Bild 4.20 rechts sind die Anfahrbedingungen für die Geared-Neutral-Struktur dargestellt. Aus Vergleichbarkeitsgründen werden wiederum die gleichen Startdrehzahlen wie bei der Kupplung genommen. Da nach Bild 4.16 die Verluste des Kettenwandlers in diesem Übersetzungsbereich bei gleichem Abtriebsmoment gleich hoch sind, ist es klar, daß bei konstanter Eingangsdrehzahl und konstantem Verlustmoment auch die Verlustleistung konstant bleibt. Sobald dann die Motordrehzahl entsprechend der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit erhöht wird, steigen auch die Verluste an.

Man sieht in Bild 4.20 rechts unten, daß die Anfahrverluste wesentlich geringer als bei den Alternativen: hydraulischer Drehmomentwandler und Anfahrkupplung sind. Es ist jedoch zu beachten, daß die auftretenden Verluste an den Berührflächen des stufenlosen Getriebes entstehen und daß der Verlustwärmehtransport über Wärmeleitung oder Konvektion zum Schmieröl gewährleistet sein muß.

Selbstverständlich läßt sich sowohl mit einer Kupplung, aber noch viel freier mit einer Geared-Neutral-Struktur jede gewünschte Anfahrcharakteristik von Motordrehzahl zu gefordertem Moment einstellen. (Erfahrungsgemäß wird am ehesten ein Verlauf wie bei einem Drehmomentwandler gewünscht.)

Eine niedrige Motordrehzahl bedeutet auch niedere Verluste im Anfahelement!

5. Steuerstrategien für Bereichswechsel und zum Anhalten

Da bei Zwei-Bereich-Strukturen der Kupplungswechsel zwischen beiden Bereichen theoretisch exakt im Synchronpunkt ohne Differenzdrehzahl stattfinden könnte, hat man oft versucht, mit einfach bauenden, formschlüssigen Klauenkupplungen auszukommen. Der Wechsel war jedoch im Komfort etc. nicht befriedigend und daher versuchte man, mit einseitigen Anschrägungen der Mitnahmeflächen die Übergänge günstiger (freilaufähnlich) zu gestalten, was jedoch nur in einer Drehmomentabstützungsrichtung der Klauenkupplung gelingen kann.

Es gab auch Versuche, mit reibschlüssigen Kupplungen und Freiläufen die Umschaltvorgänge befriedigen zu steuern. Heidemeyer weist aber in [5.1] darauf hin, daß die Steuerung der Kupplungen für Geared-Neutral-Strukturen komplex sei.

Dittrich berichtet in [5.2] über eine sehr gut funktionierende Geared-Neutral-Struktur. In der Konstruktionszeichnung ist zu sehen, daß der Bereichswechsel mit Hilfe eines Freilaufs erfolgt. Dieser Freilauf braucht im Schubetrieb eine zusätzliche Kupplung zum Überbrücken – der Aufwand und die Verluste steigen beträchtlich. Obwohl sich mit diesen zusätzlichen Elementen auch die Probleme beim Anhalten etc. größtenteils lösen lassen, ist der Gesamtaufwand mindestens so groß wie für ein stufenloses Getriebe mit konventionellem Anfahelement, so daß nur wenig für eine Geared-Neutral-Struktur in dieser Ausführungsform spricht.

Der Autor zeigt nun im folgenden Kapitel, wie sich ohne Zusatzaufwand nur durch intelligente Ansteuerung der Kupplungen gute Bereichswechsel erreichen lassen und auch ein sehr guter Komfort beim Anhalten möglich ist.

5.1 Theorie der Schaltung ohne Zugkraftunterbrechung

Zum Verständnis der Bereichswechselstrategien ist es notwendig, die wesentlichen Grundsätze der Schaltungen ohne Zugkraftunterbrechung zu verstehen. Am einfachsten läßt sich dies an einem Prinzipbild eines Vorgelegegetriebes erklären, wie es im Bild 5.1 dargestellt ist.

Bild 5.1: Triebstrangschema

Sämtliche Regeln lassen sich aber auch für alle Arten von Getriebestrukturen anwenden, egal, ob dies ein Planetengetriebe, ein Vorgelegegetriebe oder eine Mehrbereichs-Geared-Neutral-Struktur ist. Wesentlich ist, daß zwei parallele Leistungspfade in der Antriebsstruktur vorhanden sein müssen, die wechselweise jeweils durch eine Kupplung leistungsführend geschaltet werden können. Durch entsprechende Reduktion der Massen und der Momente lassen sich bei allen Strukturen die folgenden zwei Grundgleichungen ableiten.

Die Struktur wird an beiden Kupplungen geschnitten, so daß die Gleichung 5.1 die motorseitige Getriebestruktur beschreibt und die Gleichung 5.2 die fahrzeugseitige.

$$M_{\text{mot}} - J_{\text{mot}} d\omega_m/dt + M_{K1} + M_{K2} = 0 \quad (5.1)$$

$$M_a + M_{K2} + i_n M_{K1} = 0 \quad (5.2)$$

Weiters gilt:

Solange eine Kupplung haftet, ist das anstehende Moment immer gleich oder kleiner als das übertragbare Moment.

Wenn eine Kupplung schlupft, wird das Moment von den Kupplungsübertragungsbedingungen vorgegeben.

Es wird angenommen, daß die Fahrzeugmasse im Vergleich zur Motormasse groß sei und damit in erster Näherung die Abtriebsdrehzahl während der Schaltung konstant bleibt. Die Kupplung K1 sitzt in einer Vorgelegewelle, die motorseitig mit einer Übersetzung von 1 angetrieben wird und abtriebsseitig eine Übersetzung > 1 hat. Die Kupplung K2 kann die Motorwelle mit der Abtriebswelle direkt verbinden.

Im Bild 5.2 ist nun der Schaltungsablauf eines Wechsels von der Kupplung K1 zur Kupplung K2 bei Zugbetrieb beschrieben. Vor dem Zeitpunkt 1 dreht der Motor mit der Drehzahl ω_m . Die Kupplung K1 muß das

Moment des Motors übertragen, die Kupplung K2 ist geöffnet, das Abtriebsmoment ist Motormoment \times Übersetzung i_n .

Bild 5.2: Schaltungsablauf

Zum Zeitpunkt 1 wird die Kupplung K2 zugeschaltet. Da die Zuschaltgeschwindigkeit endlich ist, erfolgt der Aufbau des Momentes an der Kupplung K2 in einer endlichen Zeit. Entsprechend Gleichung (5.1) führt eine Erhöhung des Momentes an der Kupplung K2 zu einer Abnahme des notwendigen Momentes an der Kupplung K1. Wenn das übertragbare Moment der Kupplung K1 gleich groß oder größer als das erforderliche Moment ist, bleibt die Kupplung K1 haften, die Kupplung K2 schlupft mit der Drehzahldifferenz von Motordrehzahl zu Abtriebsdrehzahl.

Ist die Kupplung K1 ein Freilauf, so kann sie nur in einer Stützrichtung das gerade erforderliche Moment übertragen.

Sobald die Kupplung K2 ein Moment überträgt, das dem Motormoment entspricht, ist an der Kupplung K1 kein Moment mehr erforderlich. Würde nun das Kupplungsmoment an der K2 nicht mehr erhöht werden, so würde das Drehzahlverhältnis bestehen bleiben, jedoch in der Kupplung K2 Verlustleistung entsprechend dem Kupplungsmoment und der Differenzdrehzahl anfallen.

Um nun den Motor auf das niedrigere, neue Drehzahlniveau der Abtriebsdrehzahl zu bringen, muß das Moment an der Kupplung K2 weiter erhöht werden, um entsprechend der Gleichung (5.1) zu einer Verzögerung der Motormassen zu kommen. Dies ist vom Zeitpunkt 2 an gegeben. Der Motor wird nun entsprechend dem Überschußmoment an der Kupplung K2 verzögert, bis die Motordrehzahl gleich der Abtriebsdrehzahl ist. Dann wird der Schlupf in der Kupplung K2 Null, der Motor nicht mehr weiter verzögert und das notwendige Moment an der Kupplung K2 reduziert sich auf das Motormoment.

Der Abtriebsmomentverlauf stellt sich entsprechend Gleichung (5.2) ein. Zwischen Zeitpunkt 1 und 2 führt die Erhöhung des Momentes der Kupplung K2 zu einer Reduktion des Abtriebsmomentes. Überträgt die Kupplung K2 exakt das Motormoment, so wird nach dem oben gesagten die Kupplung K1 kein Moment übertragen müssen. Das Abtriebsmoment entspricht exakt dem Moment der Kupplung K2.

Merke

Bei einer freilauffählichen Schaltung bricht das Abtriebsmoment auf das Niveau des Momentes des Folganges ein.

Durch die weitere Steigerung des Momentes der Kupplung K2 zur Verzögerung des Motors erhöht sich das Abtriebsmoment bis zum Zeitpunkt 3. Es bleibt dann während der Verzögerungsphase des Motors konstant und bricht im Zeitpunkt 5 beim Erreichen der Synchrodrehzahl auf die Höhe des Motormomentes ein, da das auf Grund der Verzögerung der Motordrehmassen zusätzliche Moment entfällt.

Merke

Subjektiv wird die Güte eines Gangwechsels vorwiegend durch die Höhe der Änderung des Abtriebsmoments über der Zeit bzw. die Änderung der Beschleunigung über der Zeit empfunden. Vorzeichenwechsel der Änderung sind besonders ungünstig. Daher sind große Momentänderungen wie zum Zeitpunkt 5 zu vermeiden.

Durch eine Reduzierung des Momentes der Kupplung K2 ab dem Zeitpunkt 4 bis zum Zeitpunkt 6 läßt sich ein weiches, angenehmes Verhalten erzielen. Die dadurch entstehende zusätzliche Verlustenergie in der Kupplung K2 ist gering, da die Differenzdrehzahl gering ist.

Der Übergang des Abtriebsmoments vom Zeitpunkt 1 über den Zeitpunkt 2 zum Zeitpunkt 3 soll nach den gleichen Regeln erfolgen, jedoch ist hier aufgrund der großen Differenzdrehzahl in der Kupplung die Verlustenergie hoch.

Eine Ausführung mit Freiläufen ist nach dem vorher gesagten aufwendig. Verwendet man nun an der Kupplung K1 an Stelle eines Freilaufs eine normale Schaltkupplung, so ist der Verlauf des Abtriebsmoments vom Zeitpunkt 1 bis zum Zeitpunkt 3 durch die sogenannte Überschneidung der Momente in der Kupplung K1 und der Kupplung K2 bestimmt.

5.2 Toleranzunempfindliche Steuerstrategie

Nach dem vorher Erklärten ist das erforderliche Moment in der Kupplung K1 bis zum Zeitpunkt 2 des Schaltungsablaufs auch durch die Höhe des Momentes in der Kupplung K2 bestimmt. Da die Kupplung jedoch nicht schlupft, spielt die vorhandene Momentenkapazität der Kupplung keine Rolle. Es ist nur erforderlich, zum Zeitpunkt 2 das Kupplungsmoment auf 0 zu reduzieren. Im Bild 5.3 links ist dies gegenüber dem Bild 5.2 zeitlich gedehnt mit Verlauf a) bezeichnet. Wird nun z. B. die Kupplung K1 exakt zum Zeitpunkt 2 durch die elektronische Steuerung abgeschaltet, so ist aufgrund des Totzeitverhaltens der Kupplung ein Verlauf nach a) nicht erreichbar.

Bild 5.3: Überschneidungsformen

Damit das Ist-Moment entsprechend dem Verlauf a) reagiert, wird etwa nach dem strichpunktierten Verlauf b) gesteuert. Die Kupplung wird also um Δt vorher bereits steuerungsseitig abgeschaltet. Da das Totzeitverhalten bzw. die Dynamik einer Kupplung aber von vielen Parametern abhängt, ist es fast nicht möglich, unter allen

Betriebszuständen die richtige Vorhaltung zu erreichen.

- Schaltet die Kupplung K1 zu früh ab, so ergibt sich ein Abtriebsdrehmomentverlauf wie unter b), schaltet die Kupplung zu spät ab, ergibt sich ein Abtriebsmomentverlauf nach c). Der Gradient des Abtriebsmomentverlaufs ist nach Gleichung (5.2) und dem Bild 5.3 leicht nachvollziehbar sowohl vom Gradient der Kupplung K1 als auch vom Gradient der Kupplung K2 beeinflusst.

- Weiter muß nach Gleichung 5.1 das Moment der Kupplung K1 nicht nur in Abhängigkeit des Momentes in der Kupplung K2, sondern auch vom Motormoment gesteuert werden. In vielen ausgeführten Fällen ist dies nicht richtig berücksichtigt und führt je nach Toleranzlage zu schlechtem Schaltkomfort. Um diese Probleme zu umgehen, werden daher oft Freiläufe mit zusätzlich erforderlichen Kupplungen benutzt. Die Konsequenzen für den konstruktiven Aufbau sind entsprechend aufwendig.

- Im Bild 5.3 rechts ist nun gezeigt, wie sich die Probleme vermeiden lassen. Wenn das Moment der Kupplung K1 entsprechend dem Moment der Kupplung K2 und dem Motormoment gesteuert wird, so ist die Güte des Abtriebsmomentverlaufs nur von dem Sicherheitsmoment abhängig, das zusätzlich zur Abdeckung der unvermeidlichen Toleranzen im Reibwert der Kupplungen, Erfassung des Motormomentes etc. erforderlich ist [5.3]. Dies ist schon bei hydraulischen Steuerungen ausreichend gut machbar.

Mit den Mitteln der heutigen elektronischen Steuerungen läßt sich das Verhalten eines richtigen Freilaufs nahezu perfekt nachbilden. Vor allem durch einen sanften Übergang des Kupplungsmomentes K1 nach Null zum Zeitpunkt 2 lassen sich steile Gradienten des Abtriebsmomentes, wie im Bild 5.3 rechts unten gezeigt, nahezu vollkommen vermeiden.

- Der Verlauf des Abtriebsmomentes im Bild 5.3 rechts unten läßt sich einfach erklären.

Die Umkehr des Abtriebsmomentverlaufs tritt dann ein, wenn das übertragbare Moment der Kupplung K1 dem erforderlichen entspricht.

Das Abtriebsmoment wird ab dem Zeitpunkt nur von der Kupplung K2 bestimmt, ab dem die Kupplung K1 kein Moment mehr überträgt.

- Beim Bereichswechsel in einer Geared-Neutral-Struktur sind im Gegensatz zu Stufengetrieben nur minimale Drehzahldifferenzen zu synchronisieren, gerade die, die sich aus Abweichungen bei der Drehzahlerfassung ergeben. Dies bedeutet, daß sowohl die Güte des Abtriebsdrehmomentverlaufs hoch sein kann, als auch die Verlustleistung in den Schaltkupplungen niedrig ist. Selbst im ungünstigsten Fall wird sie weniger als 10% der entsprechenden Verlustleistung von Schaltkupplungen in Automatgetrieben betragen [5.4], was eine kompakte, schleppverlustarme Bauweise ermöglicht.

5.3 Umschaltstrategien beim Bereichswechsel

- Beim Bereichswechsel ist es wichtig, daß der Drehmomentverlauf abtriebsseitig homogen bleibt und die Verlustleistung in der Kupplung nicht zu groß wird. Man wird also versuchen, den Bereichswechsel knapp vor oder nach dem Synchronpunkt durchzuführen. Bei richtiger Drehzahldifferenz wird der Abtriebsmomentverlauf homogen bleiben, auch unter Berücksichtigung der vorhandenen Elastizitäten in der Getriebestruktur.

5.3.1 Bereichswechsel für zunehmendes v_G

- Im Bild 5.4 sind die Drehzahlverhältnisse der Zweibereichsstruktur dargestellt. Steigendes v_G ergibt sich bei Beschleunigung mit annähernd gleicher Motordrehzahl oder bei der Reduzierung der Motordrehzahl bei gleicher Fahrgeschwindigkeit, da z. B. die gewünschte Fahrleistung verbrauchsgünstiger bei niedrigerer Motordrehzahl erreicht werden kann.

- Beim Bereichswechsel der Kupplungen ist darauf zu achten, daß der Abtriebsmomentverlauf möglichst homogen bleibt.

Bild 5.4: Bereichswechsel bei zunehmenden v_G

- Dies bedeutet, daß im Zugbetrieb die Motordrehzahländerung, die sich durch Abweichungen vom Synchronpunkt ergibt, nur negativ sein darf, da dann die Verzögerung der Motorträgheitsmassen ein zusätzliches Beschleunigungsmoment ergibt. Umgekehrt darf im Schubbetrieb die Motordrehzahl nur zunehmen, da so das für die Motorbeschleunigung notwendige zusätzliche Drehmoment schubverstärkend wirkt.

- Im Bild 5.4 ist dies dadurch erreicht, daß im Zugbetrieb der Bereichswechsel knapp vor dem Synchronpunkt und beim Schubbetrieb der Wechsel knapp hinter dem Synchronpunkt erfolgt. Dadurch ergeben sich, wie unten im Diagramm gezeigt, die für einen komfortablen Bereichswechsel erforderlichen Richtungen der Differenzdrehzahlen in den Kupplungen.

- Änderungen der Drehzahlverhältnisse des Gesamtgetriebes in Richtung Zunahme sind im allgemeinen unkritisch, da sie langsam verlaufen können. Die Anforderungen an die Dynamik der Kupplungs- und Übersetzungssteuerung sind daher gering. Wesentlich schwieriger ist die Übersetzungsänderung des Getriebes in der anderen Richtung.

5.3.2 Bereichswechsel für abnehmendes v_G

- Wird z. B. eine höhere Abtriebsleistung gefordert, als bei der gerade vorliegenden Motordrehzahl mit Vollast erreicht werden kann, so muß die Motordrehzahl erhöht werden, um höhere Leistungen zur Verfügung zu stellen. Dies erfolgt durch eine Reduzierung des Getriebedrehzahlverhältnisses.

Zum einfacheren Verständnis kann man annehmen, daß dabei die Abtriebsdrehzahl in erster Näherung

konstant bleibt.

Bild 5.5: Bereichswechsel bei abnehmenden v_G

Im Bild 5.5 ist rechts oben noch einmal die Getriebestruktur dargestellt.

Das Getriebe befindet sich im Bereich 2, und damit ist die Kupplung K2 geschlossen und die Kupplung K1 offen. Da die geschlossene Kupplung K2 den Planetensatz überbrückt, dreht die rechte Seite der Kupplung K1 mit einer um die Übersetzung i_n gegenüber der Abtriebsdrehzahl erhöhten Drehzahl. Die linke Seite der Kupplung K1 dreht mit der Motordrehzahl, die sich aus dem Drehzahlverhältnis Abtriebsdrehzahl zur Eingangs-drehzahl des Variators ergibt. Wird nun der Variator im Drehzahlverhältnis reduziert, erhöht sich die Motor-drehzahl.

Der Wechsel von der Kupplung K2 zur Kupplung K1 sollte im Zugbetrieb nur dann erfolgen, wenn die Motordrehzahl bereits höher als die Drehzahl der rechten Hälfte der Kupplung K1 ist, um so beim Zuschalten der Kupplung K1 ein zusätzliches Moment durch die Verzögerung der Drehmassen des Motors zu bekommen.

Genau umgekehrt sollte der Umschaltvorgang im Schub vor dem Erreichen des Synchronpunktes erfolgen.

5.4 Abtriebsmomentverlauf beim Anhalten

In den vorherigen Kapiteln wurde bereits erwähnt, daß der Abtriebsmomentverlauf beim Anhaltvorgang bei einer freilauflosen Struktur sehr kritisch ist. Im Bild 5.6 ist dieser Anhaltvorgang dargestellt.

Im Bild rechts oben ist das Motorverhalten im die Leerlaufbereich beschrieben. Oberhalb der Leerlaufdrehzahl wird der Motor im Schubbetrieb ein Schubmoment aufbringen, unterhalb der Leerlaufdrehzahl wird der Leerlaufregler (elektronisch oder konventionell) bei Drückung des Motors unter die Leerlaufdrehzahl ein zusätzliches Moment aufbringen. Der Verlauf des Motormomentes zur Motorleerlaufdrehzahl wird je nach Reglerausführung unterschiedlich steil sein. Dieser Gradient hat jedoch einen Einfluß auf den Abtriebsdrehmomentverlauf beim Anhalten. Der Verlauf der Abtriebsdrehzahl zur Motordrehzahl ist im Bild 5.6 oben dargestellt.

Darunter sieht man den Abtriebsmomentverlauf bei Verwendung eines hydraulischen Drehmomentwandlers. Ist die abtriebsseitige Drehzahl höher als die Motordrehzahl, wird entsprechend der Charakteristik des Drehmomentwandlers ein Schubmoment erzeugt, das zur Synchroindrehzahl zu Null wird. Sinkt nun die Abtriebsdrehzahl unter die Leerlaufdrehzahl, dann baut sich entsprechend der Wandlercharakteristik ein Moment auf, das im Stillstand am größten ist. Es wird dort als Kriechmoment bezeichnet.

Bild 5.6: Abtriebsmomentverläufe beim Anhalten

Im unteren Teil des Bildes ist der Abtriebsmomentverlauf einer Geared-Neutral-Struktur bei starrer Verbindung gezeigt. Ergibt die Übersetzungsregelung exakt die Motorleerlaufdrehzahl, wird auch das Abtriebsmoment exakt Null sein. (Bei diesem Ansatz werden die Wirkungen von Massenbeschleunigungen und Massenverzögerungen in der Getriebestruktur vernachlässigt). Ist die von der Getriebeübersetzung bestimmte Motordrehzahl unter der Leerlaufdrehzahl, so wird sich ein Kriechmoment ergeben, das bei Vernachlässigung von Verlusten im Stillstand wegen der Drehmomentübersetzung unendlich betragen muß. Analog ergibt sich bei einer zu hoch eingeregelter Motordrehzahl ein Schubmoment, das ebenfalls gegen unendlich gehen kann.

Da die Motorleerlauf-Solldrehzahl von vielen Parametern abhängt, und auch die gesamte Übersetzungsregelung toleranzbehaftet ist, ist es leicht einzusehen, daß der Anhaltvorgang bei Geared-Neutral-Strukturen ohne Zusatzmaßnahmen problematisch ist — wie es auch aus der Literatur und Testfahrten bekannt ist. Diese Probleme kann man umgehen, wenn man, wie in [5.2] beschrieben, Freiläufe einsetzt. Ein Weg, einen guten Abtriebsmomentverlauf auch ohne Freiläufe zu bekommen, ist im Bild 5.7 gezeigt.

Bild 5.7: Steuerstrategie zum Anhalten

Nützt man die Tatsache, daß die Kupplung K1 im Bereich 1 der Geared-Neutral-Struktur proportional dem Abtriebsmoment beansprucht ist, so kann man, wenn man sie schlupfen läßt, zusätzlich durch die Steuerung des Kupplungsmomentes K1 das Abtriebsmoment bestimmen. Ob das Abtriebsmoment dabei positiv oder negativ wird, hängt von der Richtung der Differenzdrehzahl in der Kupplung ab, die wiederum durch die Übersetzungsregelung im Variator beeinflußt werden kann.

Im Bild 5.7 sind für verschiedene Streuungen der Übersetzungsregelung bei einem festen vorgegebenen Kupplungsmoment K1 die Abtriebsmomentverläufe gezeigt. Man sieht, daß es auch in der Praxis möglich ist, den Abtriebsmomentverlauf frei zu gestalten. Es läßt sich mit entsprechenden Vorgaben der Übersetzungs- und Momentverläufe in der Kupplung K1 z. B. praktisch identisch dem Verlauf anpassen, der sich bei einem hydraulischen Drehmomentwandler ergeben würde.

Dabei bestimmt das Moment in der schlupfenden Kupplung K1 entsprechend der Motorkennlinie in Bild 5—6 (oben rechts) die sich einstellende Motordrehzahl. Die Differenzdrehzahl in der Kupplung kann über die Übersetzung im CVT frei gewählt werden und bestimmt die Verlustleistung in der Kupplung.

5.5 Sonstiges

Die Verwendung von Reibungskupplungen an Stelle von Klauenkupplungen in einer Geared-Neutral-Struktur hat einen weiteren Vorteil.

Die Verstellgeschwindigkeit in Variatoren ist im allgemeinen sehr stark von der zur Verfügung stehenden Leistungsfähigkeit der Ölversorgung abhängig. Da eine leistungsfähige Ölversorgung aber auch hohe Verluste erzeugt, sind Wege gesucht, auch ohne leistungsstarke Ölpumpen befriedigende Ergebnisse zu erreichen.

- 5 Reibungskupplungen in Geared-Neutral-Strukturen erlauben, den Kraftfluß zu reduzieren, so daß unabhängig von der eingestellten Übersetzung der Motor bei schlupfender Kupplung auftouren kann, um entweder im entsprechenden Bereich zum richtigen Zeitpunkt mit einer fassenden Kupplung K1 oder K2 "gefangen" zu werden oder/und mit seiner höheren Drehzahl größere Ölmengen für eine schnellere Verstellung des Variator bereitzustellen.

10

6. Messungen

6.1 Prüfstands Aufbau

- 15 Der Prüfstandsan- und -abtrieb besteht aus zwei fremderregten Gleichstrommaschinen mit maximal 220 kW Leistung. Die Maschinen werden mit einer Leistungssteuerung betrieben. Die Leistungssteuerung bekommt ihre Vorgaben über einen VME-Bus vom Prüfstandsrechner.

Dieser Prüfstandsrechner übernimmt die gesamte Prozeßsteuerung und genauso die Meßdatenerfassung. Die Meßdaten werden über das System FAMOS am PC ausgewertet.

- 20 Die Eingangs- und Ausgangsdrehzahlen der Getriebestrukturen werden von der Prüfstandssteuerung direkt erfaßt. Zur Bestimmung der Drehzahl am Variatorausgang wird aus der vorhandenen Stegdrehzahlerfassung des Planetengetriebes mit Hilfe der Abtriebsdrehzahl rückgerechnet.

Eingangs- bzw. Ausgangsmoment der Gleichstrommaschinen werden von HOTTINGER-Meßwellen erfaßt.

Die Drücke in den Kupplungen werden mittels Druckaufnehmer gemessen.

25

6.2 Prüfling

Die Getriebestruktur wurde im wesentlichen durch Verwendung von nachgearbeiteten Bauelementen serienmäßiger Getriebe dargestellt. Sie ist im Bild 6.1 beschrieben.

- 30 Der Variator hat 250 Nm Eingangsmomentkapazität und 150 kW Leistungsvermögen und ist aus einem Prototypgetriebe entnommen.

Der Summierplanetensatz ist einem 5-Gang-Automatikgetriebe entnommen. Die Kenngröße N des Planetensatzes ist 1,34.

- 35 Die Zwischenübersetzung i_3 wird mittels zweier Radsätze aus Teilen eines Getriebes dargestellt und beträgt insgesamt 1,99. Damit ist zwar der Rückwärtsbetriebsbereich des Prüflings eingeschränkt, auf die Aussagegüte der Bereichswechsel und des Anfahrverhaltens hat dies keinen Einfluß. Mit der maximalen Übersetzung des Variators von 2,4 können somit Bereichswechsel auch deutlich oberhalb des Gleichlaufpunktes der Struktur dargestellt werden.

Bild 6.1: Prüfstandsstruktur

40

Die Kupplung K1 aus einem 4-Gang-Automatgetriebe verbindet das Antriebsritzel der Zwischenübersetzung mit der Eingangswelle des Variators. Als Kupplung K2 wird eine Kupplung benützt, sie verbindet den Planetenträger (Steg) mit der Sonne. Das Ausgangszahnrad der Übersetzungsstufe ist mit dem Planetenträger verbunden.

- 45 Als Hydrauliksteuerung dient die vom oben erwähnten Prototypgetriebe entnommene CVT-Steuerung. Mit ihr können das Drehzahlverhältnis des Variators geregelt und die Drücke der Kupplungen gesteuert werden.

6.3 Testzyklus

- 50 Ein vorgegebener Testzyklus wurde mehrmals durchfahren. Er beinhaltet die Bereichswechsel jeweils im Zug und Schub, wie im Kapitel 5 beschrieben. Ebenfalls wurde das Ausrollverhalten nach Kapitel 5 überprüft.

Die Bestimmung der erforderlichen Kupplungsmomente erfolgt nach Kapitel 3.8, S. 78 mit Bild 3.25 und mit Bild 4.18 auf S. 106.

- 55 Die Hilfsübersetzungen i_1 und i_2 werden nicht benötigt. Die Hilfsübersetzung i_3 beträgt, wie erwähnt, – 1,99. (Das Minus ergibt sich aus der gleichen Drehrichtung der An- und Abtriebswelle).

Die erforderlichen Kupplungsmomente ergeben sich somit zu

60

65

$$\frac{M_{K1}}{M_e} = \frac{\mu \cdot N}{i_3(N-1) \left(1 + \frac{\mu \cdot N}{i_3(N-1)}\right)}$$

5

10

$$\frac{M_{K2}}{M_e} = N \cdot \mu$$

15

Die Übersetzung i_{CVT} des Variators wird von einem PI-Regler geregelt. Die Ermittlung der Ist-Übersetzung erfolgt aus Antriebs- und Abtriebsdrehzahl des Gesamtgetriebes sowie der Stegdrehzahl des Planetensatzes. Nach der Superpositionsregel von Willis (S. 50) ergibt sich:

$$N = \left(\frac{\omega_s}{\omega_{st}} \right)_{\omega_a} = \frac{\omega_s - \omega_{wa}}{\omega_{st} - \omega_{wa}} \quad \text{und} \quad \omega_{wa} = \frac{\omega_e}{i_{CVT}}$$

20

25

$$i_{CVT} = \frac{\omega_e \cdot (N-1)}{N \cdot \omega_{st} - \omega_s}$$

30

Die Übertragungsfähigkeit der jeweils geschalteten Kupplung wird um einen Sicherheitszuschlag von 1,2 gegenüber dem erforderlichen Moment erhöht. Dieser Sicherheitszuschlag sorgt einerseits für die Motorverzögerung (nach Gleichung 5.1) andererseits wird dadurch garantiert, daß nach Beendigung eines Bereichswechsels Laststöße von der Abtriebsseite nur bis zum 1,2fachen des gemessenen Motormoments übertragen werden müssen.

35

$$M'_{K1} = 1,2 M_{Kerf}$$

Die Übertragungsfähigkeit gemessen am erforderlichen Kupplungsmoment wird bei der zuschaltenden Kupplung über den Faktor F_K gesteuert.

40

$$M_K = F_K \cdot M'_{K1}$$

Das übertragbare Kupplungsmoment wird durch den anstehenden Öldruck bestimmt.

45

$$M_K = (p \cdot A - F) \cdot r \cdot z \cdot \mu$$

mit

p Betätigungsdruck

A Kolbenfläche

F Lüftfederkraft

r Reibradius der Lamellen

z Zahl der Reibflächen

 μ Reibwert

50

6.3.1 Sollverlauf

55

Das Moment der abzuschaltenden Kupplung wird nach Gleichung (5.1) gesteuert.

$$M_{Kab} = M_{Kab \text{ erf}} (1 - 1,2 F_{Kzu})$$

60

Wie in Kapitel 5 erklärt, ergibt sich mit dieser Steuerung der abschaltenden Kupplung ein Verhalten im Abtriebsmomentverlauf, das dem Ablauf sehr nahe kommt, wenn ein Freilauf eingesetzt wird.

6.3.2 Überschneidungsfehler

65

Überschneidungsfehler beim Bereichswechsel werden hauptsächlich durch zwei Einflüsse verursacht:

1. Motormomentenerfassungsfehler

Für die richtige Steuerung der abschaltenden Kupplung entsprechend dem zuschaltenden Kupplungsmoment muß auch das Motormoment bekannt sein. Da in Kraftfahrzeugtriebsträngen das Ist-Moment nicht erfaßt wird, sondern aus Motorbezugsgrößen errechnet werden, kann es zu Momenterfassungsfehlern kommen. Man kann diese Fehler zwar adaptiv verringern, mit einem Restfehler muß jedoch gerechnet werden. Der Momenterfassungsfehler wird dadurch simuliert, daß die Prüfstandssteuerung einen um einen konstanten Wert erhöhten Betrag an die Kupplungssteuerung weitergibt.

2. Kupplungsmomentfehler

Abweichungen im Kupplungsmoment können durch Abweichungen im Reibwert der Reibbeläge und durch Toleranzen und Hysterese der Druckansteuerung für die Kupplung begründet sein. Sie können durch gezielt fehlerhafte Kennlinienvorgabe simuliert werden.

6.3.3 Umschaltunktfehler

Für den homogenen Verlauf des Abtriebsmomentes ist, wie im Kapitel 5 erklärt, die Umschaltung jeweils vor bzw. nach dem Synchronpunkt durchzuführen. Es werden auch Umschaltvorgänge gezeigt, die nicht nach dem optimalen Verlauf angesteuert werden. Dadurch kommt es abtriebsseitig zu Drehmomentwechseln, die sich negativ auf den Fahrkomfort auswirken.

Zur Darstellung des Kriechverhaltens wird bei einem Getriebeübersetzungsverhältnis, das deutlich von der Geared Neutral-Bedingung abweicht, die Kupplung K1 druckbeaufschlagt. Der Abtriebsmomentverlauf muß dem Kupplungsmoment entsprechen, wobei die Kupplung schlupft.

Bei einem geringen Kupplungsmoment wird in einer weiteren Messung der Wechsel von Vorwärts- nach Rückwärts- und umgekehrt durch Übersetzungsverstellung im Variator gezeigt.

Es folgen Auszüge von Messungen.

Messung 1 zeigt einen Bereichswechsel von 1 nach 2 im Schubetrieb, siehe Bild 6.2.

Zum Zeitpunkt 4,9 sec. wird die Kupplung K2 zugeschaltet und die Kupplung K1 abgeschaltet. Die Motordrehzahl (MO) wird leicht von 1100 min^{-1} auf 1150 min^{-1} hochgezogen.

Durch die Prüfstandssteuerung bedingt ist leider über Abtriebs- und Antriebsmoment eine ungleichmäßige Schwingung überlagert.

Man sieht jedoch, daß im Abtriebsmoment schaltungsbedingt keine Störung auftritt (vergleiche Zeitpunkt 4.30 und 5.20 sec.).

Die Kupplung K2 ist vor Beginn der Schaltung bereits mit einem Druck (p_{K2}) von 0,6 bar beaufschlagt. Dieser Druck ist zu klein, um den Kupplungskolben gegen die Lüftfedern zu bewegen und daher nicht in der Lage, die Kupplung drehmomentübertragungsfähig zu machen. Er wird zur Füllung bzw. Vorspannung der Füllvolumina gewählt, um einen sanften Anstieg des Drehmoments bei der eigentlichen Zuschaltung zu erreichen.

Die Kupplung K1 wird mit einem Druck (p_{K1}) beaufschlagt, der gerade ausreicht, das anstehende Abtriebsmoment (M_{d_ab}) von 18 Nm zu übertragen.

In der Messung 2 wird eine Bereichsumschaltung von 2 nach 1 bei Teillast gezeigt. Das Antriebsmoment beträgt im Mittel 50 Nm, siehe Bild 6.3.

Zum Zeitpunkt 5,2 sec. wird die Kupplung K2 abgeschaltet und die Kupplung K1 zugeschaltet. Der Abtriebsmomentverlauf sowie der Motordrehzahlverlauf sind hervorragend, im Fahrzeug wäre dieser Bereichswechsel nicht wahrnehmbar.

Die Kupplung K1 ist ausführungsbedingt (kleinerer Lüfthub als Kupplung K2 und kurze Füll-Leitungen) wesentlich besser ansteuerbar. Ein "Vorfülldruck" wie bei der Kupplung K2 ist daher nicht notwendig.

Zu Beginn der Schaltung ist das Drehzahlverhältnis v im CVT 0,44. Da während der Schaltung die Übersetzung nicht verstellt wird, ergibt sich im Bereich 1 ein Drehzahlverhältnis des Gesamtgetriebes von 0,52. Die Motordrehzahl (MO) wird auf 635 min^{-1} reduziert.

Diese Schaltung wurde extrem weit vom optimalen Umschaltunkt bei $v = 0,5$ gewählt, um zu zeigen, daß der Schaltungsablauf bei richtiger Ansteuerung der Kupplungen trotzdem exzellent ist.

Als Nachteil zeigt sich in diesem "rein akademisch" gewählten Umschaltunkt die Verringerung des Abtriebsmoments (M_{d_ab}) nach dem Umschalten, obwohl eine Erhöhung gewünscht ist. Dies läßt sich durch ein Umschalten näher am Synchronpunkt und/oder gleichzeitiger Verstellung der Übersetzung erreichen.

In Messung 3 wird ein Bereichswechsel von 2 nach 1 wie vorher jedoch mit zu negativer Überschneidung gezeigt, siehe Bild 6.4.

Zum Zeitpunkt 5,25 sec. wird die Kupplung K2 zu steil abgeschaltet (vergleiche mit Messung 2). Das bedeutet, daß der Kraftschluß im Getriebe unterbrochen ist. Der Motor kann auf Touren bis er zum Zeitpunkt 5,75 sec. von der Kupplung K1 wieder "gefangen" wird. Durch das Verzögern des Motors mit dem Schaltmoment der Kupplung K1 ergibt sich abtriebsseitig ab 5,75 sec. eine Überhöhung des Motormomentes.

Am Ende des Synchronisiervorganges (ca. zum Zeitpunkt 6,8 sec.) bricht das Abtriebsmoment auf das stationäre Motormoment ein (s. Beschreibung der Gangwechsel in Kapitel 5).

Man sieht, daß negative Überschneidungen auf jeden Fall zu vermeiden sind.

In der Messung 4 wird bei einem höheren Antriebsmoment (60 Nm) ein Bereichswechsel von 1 nach 2 mit zu positiver Überschneidung gezeigt, siehe Bild 6.5.

Zum Zeitpunkt 51,20 sec. ist die Kupplung K2 bereits übertragungsfähig, obwohl die Kupplung K1 noch mit

ca. 6,8 bar beaufschlagt ist.

Aufgrund der gleichzeitig geschalteten Kupplungen wird die Getriebestruktur in die Übersetzung gezwungen, bei der Kupplung K1 und K2 gleichzeitig geschaltet sein dürfen — dem Synchronpunkt mit einer Übersetzung von 1,99.

Diese gleichzeitige, gegenläufige Beaufschlagung der Kupplung K1 und K2 muß sich durch einen Abtriebsmomenteneinbruch auszeichnen, der von 51 bis 51,5 sec. dauert. Das Drehmoment bricht auf -25 Nm ein.

Sobald die Übersetzung 1,99 im Getriebe erreicht wird, fällt die innere Verspannung weg, das Abtriebsmoment erreicht den der Getriebestruktur entsprechenden Wert, wobei die plötzliche Drehmomentänderung einen Ausschwingvorgang im Antriebs- und Abtriebsmoment verursacht.

Das Abschalten der Kupplung K1 zum Zeitpunkt 51,55 sec. hat auf den weiteren Verlauf keinen Einfluß.

Man sieht hier, daß eine zu positive Überschneidung ebenfalls zu vermeiden ist. Störend ist auch die zwangsweise Verstellung des stufenlosen Variators auf die Übersetzung 1,99, da der Übersetzungsregler versuchen muß, die ursprüngliche Übersetzung zu halten. Dies bedeutet, daß nach Abschaltung der Kupplung K1 ein "stark ausgesteuerter" Übersetzungsregler mit hohen Überschußdrücken am Scheibensatz arbeitet, was ebenfalls große Schwingungen im Antriebsstrang bewirken kann.

In Messung 5 ist eine 2→1-Bereichsrückschaltung mit korrektem Verlauf gezeigt, siehe Bild 6.6.

Die Kupplung K1 und K2 verhalten sich spiegelbildlich, entsprechend den Gleichungen (5.1 und 5.2) des Kapitels 5.

Obwohl die Bereichsumschaltung bei einer zu hohen Übersetzung ausgelöst wurde (dies entspricht einem zu niedrigen v_g), ist der Abtriebsmomentverlauf homogen.

Die Motordrehzahl wird verzögert (vom Zeitpunkt 43,1 bis 43,6 sec.).

Das Ende der Synchronisierungsphase wird wieder durch einen Ausschwingvorgang des Abtriebsmomentes gekennzeichnet, der jedoch nach einer Periode bereits abgeklungen ist (Zeitpunkt 43,7 sec.).

Da die Übersetzung des CVT während der Schaltung nicht geändert wurde, ergibt sich nach der Bereichsumschaltung eine niedrigere Übersetzung in der Getriebestruktur als vorher, was zu einem niedrigeren Abtriebsmoment führt.

Richtigerweise müßte die Übersetzung im CVT erhöht werden, um diesen Effekt zu vermeiden (s. Bild 5.5).

In der Messung 6 erfolgt eine Bereichsumschaltung von der Kupplung K2 zu K1 bei 100 Nm Antriebsmoment, siehe Bild 6.7.

Der Überschneidungsvorgang ist gegenüber der Messung 5 betreffend der Kupplungsdruckverläufe gleichgelassen, so daß aufgrund des höheren Motormomentes die Kupplungsmomentverläufe eher eine negative Überschneidung ergeben.

Dies äußert sich durch einen tieferen Abtriebsdrehmomenteneinbruch zu Beginn der Schaltung (Zeitpunkt 43 sec.), die vom Komfort her nicht mehr so gut verläuft.

Ab dem Zeitpunkt 43,25 sec. ist die Synchronisierungsphase zu Ende, das Abtriebsmoment bricht wieder auf die quasistationären Werte ein. Dies führt wiederum zu einem Ausschwingvorgang, wie vorher beschrieben.

In der Messung 7 sind die Kriechmomente in Abhängigkeit der Übersetzung des stufenlosen Getriebes gezeigt, siehe Bild 6.8.

Entsprechend dem Bild 5.7 ergibt sich je nach Drehrichtung ein positives oder negatives Abtriebsmoment, das in der Höhe von der Kupplung K1 bestimmt wird. Die Kupplung K1 ist in diesem Falle sehr niedrig erregt und trotzdem ist der deutliche Wechsel im Abtriebsmoment beim Nulldurchgang der Drehzahl zu sehen.

(In diesem und dem folgenden Bild ist physikalisch richtig im Gegensatz zu den vorhergehenden Messungen negatives Abtriebsmoment "Zug" und positives Abtriebsmoment "Schub" bzw. "Rückwärtszugmoment").

In der Messung 8 ist ein Startvorgang gezeigt, siehe Bild 6.9.

Die Motordrehzahl beginnt beim Zeitpunkt 7 zu steigen (der Offset der Motordrehzahl wurde leider nicht korrigiert), beim Zeitpunkt 12,5 sec. hat die Motordrehzahl in etwa Leerlaufniveau (600 min^{-1}).

Ab dem Zeitpunkt 20 sec. wird die Kupplung K1 erregt. Es baut sich dementsprechend ein Abtriebsmoment auf.

Der steile Drehmomentanstieg zum Zeitpunkt 24 sec. ist durch einen nicht optimalen Füllvorgang der Kupplung bedingt.

Das sanfte Absinken des Kupplungsmomentes ab 26,5 sec folgt jedoch exakt dem Druck.

Zum Zeitpunkt 30 sec. ist abtriebs- und antriebsseitig die Momentenhöhe wieder von den internen Schleppmomenten im Getriebe bestimmt.

Zusammenfassung der Messungen

Es wurde gezeigt, daß die theoretischen Vorhersagen des Kapitels 5 auch am Prüfstand meßtechnisch nachgewiesen werden können.

Die Fehler, die einerseits prüfstandsbedingt und andererseits durch Mängel in der hydraulischen Ansteuerung der Kupplungen verursacht werden, haben auf die Güte der grundsätzlichen Aussagen wenig Einfluß.

Literaturliste

Kapitel 1

[1.1] Förster, H.-J.:

Öleinsparung und Ölsubstitution beim Straßenverkehr — Möglichkeiten und Grenzen, Automobil-Industrie, 1982 Nr. 1, 2

[1.2] Höhn, B. R.:

- Auslegungskriterien zukünftiger Kfz-Getriebe, VDI-Berichte 579
 [1.31] Jürgens, G.:
 Auswahl, Auslegung und Gestaltung von Pkw-Getrieben, VDI- Berichte 878
 [1.4] Förster, H.-J.:
 5 Automatische Fahrzeuggetriebe, Springer-Verlag 1991
 [1.5] Kraft, K. F.:
 Zugkraftschaltungen in automatischen Fahrzeuggetrieben, Dissertation Karlsruhe 1972
 [1.6] Automobil Revue Nr. 42/1990
 [1.7] Heldt, P. M.:
 10 Torque Converters or Transmissions, 1947
 [1.8] Nakano u. a., Nissan:
 Dual-Cavity Half Toroidal CVT for Passenger Cars, SAE 922105
 [1.9] Greenwood und Soar:
 A practical CVT for a mid-range high performance passenger car, VDI-Berichte 878
 [1.10] Ernst:
 15 Anwendung mechanisch stufenloser Antriebe, VDI-Berichte 803
 [1.11] Jarchow, F.:
 Stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanische Lastschaltgetriebe, VDI-Berichte 878
 [1.12] Heidemeyer und Bernhardt:
 20 Auswahl und Strukturen stufenloser Pkw-Getriebe, VDI-Berichte 803
 [1.13] Van Doorne, Firmenschriften
- Kapitel 2
 [2.1] Willis, R. J.:
 25 Principles of Mechanism, Longmans, Green & Co., 1841/1870
 [2.2] Kutzbach, K.:
 Mehrgliedrige Radgetriebe, Maschinenbau 1927
 [2.3] von Thüngen, Freiherr:
 VDI Nr. 24, 1939
 30 [2.4] Looman, J.:
 Zahnradgetriebe, Springer Verlag 1988
 [2.5] Jarchow, F.:
 Stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanische Lastschaltgetriebe, VDI-Berichte 878
 [2.6] Renius, K.; Th. u. G. Sauer:
 35 Kettenwandler in Traktorgetrieben, VDI-Berichte 878
 [2.7] Oetting, H.; Heidemeyer, P.:
 Stufenlose Getriebe für Personenkraftwagen, VDI-Berichte 579
 [2.8] Lechner, G. und Naunheimer, H.:
 Fahrzeuggetriebe, Springer Verlag 1994
 40 [2.9] Gott, Ph. G.:
 Changing Gears, SAE 1991
 [2.10] Greenwood:
 Comparison of CVT starting Device Effectiveness, Autotech 93, Birmingham, VK
 [2.11] Mattson, P.:
 45 An Infinitely Variable Split-Power Transmission with a Traction Ball Drive Variator, VDI-Berichte 1170
- Kapitel 3
 [3.1] Wolf, A.:
 Die Grundlagen der Umlaufgetriebe, Antriebstechnik, Vieweg 1958
 50 [3.2] Kutzbach, K.:
 Mehrgliedrige Reibgetriebe, Maschinenbau 1927
 [3.3] Förster, H. J.:
 Automatische Fahrzeuggetriebe, Springer Verlag, 1991
- Kapitel 4
 55 [4.1] Jürgens, G.:
 LuK-Kolloquium, 1994
 [4.2] Lechner, G.; Nauheimer, H.:
 Fahrzeuggetriebe, Springer-Verlag 1994
 60 [4.3] Wagner, G.:
 Berechnung der Verlustleistung von Kfz-Vorlegegetrieben, VDI-Berichte 977
 [4.4] Birkle, H. G.:
 Das Betriebsverhalten der stufenlos einstellbaren Koppelgetriebe, Dissertation TH Darmstadt, 1968
 [4.5] Brandenburger, H.:
 65 Wirkungsgrad und Aufbau einfacher und zusammengesetzter Umlaufrädergetriebe, Maschinenbau, Band 8,
 Heft 8, 1929
 [4.6] Dittrich, O.:
 Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kfz, VDI-Berichte 803

[4.7] Rattunde, M.; Schönnenbeck, G. und Wagner, P.: Bauelemente stufenlos er Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad, VDI-Berichte 878	
[4.8] Mauz, W.: Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s, Dissertation Uni Stuttgart, 1987	5
[4.9] Gaus, H.; Pickard, J.: Leistungsverluste in automatischen Getrieben für Pkw, VDI-Berichte 579, 1986	
[4.10] Förster, H.-J.: Automatische Fahrzeuggetriebe, Springer-Verlag, 1991	
[4.11] Fischer, R.: Dynamische Simulation von Kraftfahrzeugen mit stufenlosen Getrieben, Dissertation TU Graz, 1988	10
Kapitel 5	
[5.1] Oetting, H.; Heidemeyer, P.: Stufenlose Getriebe für Personenkraftwagen, VDI-Berichte 579	15
[5.2] Vahabzadeh, H.; James, P.; Dittrich, O.: Stufenloses 0-Regelgetriebe mit Leistungsverzweigung, 23.- FISITA, Turin, 1990	
[5.3] Jürgens, G.: Steuerungen von Pkw-Automatikgetrieben, VDI Berichte 579	
[5.4] Förster, H.-J.: Automatische Fahrzeuggetriebe, Springer-Verlag, 1991	20
[5.5] Küçükay, F.: Intelligente Steuerung von Automatikgetrieben durch den Einsatz der Elektronik, ATZ, Jg. 96, Nr. 4	
Formelzeichen	25
A Kolbenfläche	
A, So Zentralwellen: Sonne,	
B, Ho Hohlrad	
c, St Steg	
AB Abtriebsdrehzahl	30
D Durchmesser	
F Radkraft, Faktor, Lüftfederkraft (Kupplung)	
I Spreizung	
J Trägheitsmoment	
K Kupplung, Konstante	35
M, Md Moment	
MO Antriebsdrehzahl	
N Kenngröße des Differentials	
P Leistung	
Z Zahnrad	40
V Volumen	
f Rollwiderstandsmoment	
g Erdbeschleunigung	
i, i _{1,2,3} i' Übersetzung, Hilfsübersetzung, Ersatzübersetzung	
n Drehzahl (Messungen)	45
m Masse	
p Druck	
r Radius	
v Geschwindigkeit	
x Steigungswinkel	50
z Zahl der Reibflächen	
α Steigungswinkel	
η , $\bar{\eta}$ Wirkungsgrad, mittlerer Wirkungsgrad	
λ Leistungszahl	
μ Reibwert, Wandlung	55
ν Drehzahlverhältnis	
ϕ Kennziffer der Triebstrangauslegung	
ρ Dichte	
ω Drehzahl	60
Indices	
A, B, C Zentralwellen (Sonne, Hohlrad, Steg)	
T Triebstrang	
a, ab, AB Ausgang (Struktur, Getriebe, Wandler)	
an Antrieb	65
e, e' Eingang (Getriebe, Wandler usw.)	
m, mot, MOT Motor	
P Pumpe	

- K Kupplung
- k Hochzahl für v (+ 1 oder - 1)
- r Rad
- max, min maximal, minimal
- v Verlust
- wz, w Wälz-
- ss2 Scheibensatz 2 (Variatorausgang)
- st Stütze
- schlepp Schlepp-
- G Getriebe
- Ge Getriebeeingang
- Ga Getriebeausgang
- W Wandler
- We Wandler (Variator) eingang
- Wa Wandler (Variator) ausgang
- Wo, wo Drehzahlverhältnis Wandler für ω_2 Getriebe = 0
- Vw vorwärts
- Rw rückwärts

20 Moderne Triebwerkstechnik im Widerspruch zum Teillastwirkungsgrad?

Modern Powertrain Technology in Contrast to Part Load Efficiency?

25 Waren es bisher vor allem nur die im Abgas enthaltenen Kohlenwasserstoffe, Stickoxyde und das Kohlenmonoxyd, so gibt in nächster Zeit zunehmend auch die CO_2 -Emission und damit der Verbrauch Anlaß, über die Zukunft des Automobils und vor allem des individuell genutzten Pkws nachzudenken.

Auch wenn die Automobilhersteller verbrauchssenkende Lösungen wie Start/Stop-Einrichtungen, Schaltempfehlungen oder niedrig motorisierte Fahrzeuge mit verbrauchssparenden Overdrive-Übersetzungen anbieten, so sind doch diesen Konzepten bisher keine Markterfolge beschieden. Wie oft beim Umweltbewußtsein, ist nämlich das Verhalten der Käufer nicht deckungsgleich mit dem Ergebnis von Meinungsumfragen.

30 Daraus läßt sich schließen, daß auch in Zukunft — selbst bei vorgegebenen Verbrauchsvorschriften — doch die technischen Lösungen bevorzugt werden, die die Ansprüche des Kunden am besten erfüllen. Z.B. müssen Pkws bei Überholvorgängen eine hohe aktive Sicherheit durch ausreichende Beschleunigungsreserve ohne notwendige Rückschaltungen aufweisen und dürfen beim Besitzer nicht den Eindruck erwecken, ein Hindernis im Verkehrsfluß zu sein. Ebenso ist die Akzeptanz einer Gewichtsreduktion des Automobils nur denkbar ohne Beeinträchtigung von Crashverhalten, Vermeiden von Karosserieräuschen und bei Beibehaltung von Servoelementen aller Art.

35 Erfolgreiche c_w -Wertoptimierungen und aufgrund hoher Verkehrsdichte bei stagnierendem Straßennetz sinkende Durchschnittsgeschwindigkeiten haben zu einer Abnahme der meist benötigten Antriebsleistung im Fahrzeug geführt. Da jedoch der Triebstrang — der Motor und das Getriebe — für die doch vom Kunden offensichtlich gewünschte, aber selten genutzte nicht zu kleine Maximalleistung dimensioniert sein müssen, bedeutet dies, daß die meiste Zeit im extremen Teillastgebiet gefahren wird (Bild 7.1).

Bild 7.1: Summenhäufigkeit der Fahrleistungen in Zyklen und Praxis

45

Teillastverluste

Kann im Falle einer schwächeren Motorisierung mit den gleichen Wirkungsgraden im Triebstrang gerechnet werden?

50 Die meisten Verluste steigen höchstens im Quadrat des signifikanten Durchmessers der Antriebsselemente, während die Übertragungsfähigkeit für das Drehmoment in der dritten Potenz des Durchmessers zunimmt. Dies ist eine Ursache, warum große Getriebe etc. bessere Wirkungsgrade aufweisen als kleine. Ein weiterer Grund liegt darin, daß sowohl beim Motor, als auch z. B. bei Automatgetrieben Hilfsaggregate notwendig sind, die oft nahezu unabhängig von der Antriebsleistung dimensioniert sein müssen.

55 Ein typisches Beispiel ist der Generator, der nur von der notwendigen elektrischen Komfortausstattung, nicht aber von der maximal installierten Motorleistung beeinflusst ist. Weitere Beispiele sind Servolenkumpumpe und Klimakompressor. Ähnlich verhält es sich mit der Ölpumpe von automatischen Getrieben, deren Leistungsbedarf nur wenig von der durchgesetzten Leistung des Getriebes abhängig ist. Das bedeutet also, daß bei schwächer motorisierten Fahrzeugen der Triebstrangwirkungsgrad schlechter sein wird.

60 Fast alle Verluste lassen sich in einen leistungsabhängigen und einen, vor allem durch Drehzahlen beeinflussten Teil trennen. Es ist naheliegend, daß daher zur Verringerung der Verluste vor allem eine Reduzierung der Drehzahlen des Triebstrangs bei hoher Momentbeaufschlagung zielführend ist.

Overdrive-Auslegung

65

Die Reduzierung der Motordrehzahl zur Verbesserung des Wirkungsgrades des Triebstrangs ist jedoch nicht beliebig fortführbar [1]. Zu lang ausgelegte Overdrive-Übersetzungen werden von der Masse der Automobilkunden und Fahrzeugtester aus verschiedenen Gründen nicht akzeptiert, und führen sogar dazu, daß dann oft im

nächst niedrigeren Gang — verbrauchserhöhend — gefahren wird.

Helfen 6-Gang-Getriebe bei der Auslegung des Overdrive?

Gesamtübersetzungen im 6. Gang sind heute fast ausnahmslos so ausgelegt, daß die Höchstgeschwindigkeit beim Leistungsmaximum des Motors erreicht wird. Man kann in diesen Fällen wohl nicht von einer Overdrive-Auslegung sprechen. Die richtige Wahl des verbrauchsoptimalen Ganges ist weiter erschwert — wie Testberichte zeigen, werden oft Gänge ausgelassen, der Fahrer nutzt das Potential der größeren Gangzahl nicht. Der zusätzliche 6. Gang bringt sogar Nachteile beim Schaltkomfort, bei den Getriebeverlusten und beim Gewicht mit sich.

Wie kann die Bereitschaft des Fahrers erhöht werden, verlustarm mit niedriger Drehzahl zu fahren?

Die Brummneigung des Triebstrangs beim niedertourigen Fahren unter hoher Last kann wirkungsvoll mit einem Zweimassenschwungrad bzw. DFC bekämpft werden (Bild 7.2) Untersuchungen des TÜV Rheinland haben gezeigt, daß mit dem Einsatz von Zweimassenschwungrädern sogar Verbrauchsreduktionen zu erwarten sind, da dann der Fahrer eher bereit ist, niedertourig mit hoher Last zu fahren.

Bild 7.2: Verringerung der Triebstrangeräusche durch ein DFC

Jedoch auch bei annehmbarem Triebstrangverhalten wird eine extreme Overdrive-Auslegung nur von wenigen Fahrern akzeptiert. Woran liegt dies? Man könnte doch jederzeit bei höherem Leistungsbedarf in einen niedrigeren Gang zurückschalten. Auch wenn es viele Fahrer nicht zugeben wollen, daß sie Rückschaltungen scheuen, so zeigen doch Messungen, die in unserem Haus und bei unseren Kunden durchgeführt wurden, daß eine höhere Schaltwilligkeit erst durch den Einsatz eines elektronischen Kupplungsmanagements erreicht werden kann.

Es ist ja auch für den Fahrer nicht einfach, das Wiedereinkuppeln mit einer für den Komfort und die Reibbelagbeanspruchung möglichst günstigen Drehzahldifferenz in der Kupplung zu dosieren. Ein weiterer wichtiger Faktor ist der Verlauf des Einkuppelmomentes über der Zeit und die entsprechende Abstimmung zum Motordrehmoment, wozu man eigentlich die Kenntnis des Motorkennfeldes und der Kupplungskennlinie benötigen würde. Was die meisten Fahrer mehr schlecht als recht versuchen, kann ein elektronische Kupplungsmanagement wegen der Kenntnis des Motorbetriebszustandes und der Kupplungscharakteristik wesentlich besser (Bild 7.3)

Bild 7.3: Elektronisches Kupplungsmanagement

Die Verbesserung des Beschleunigungsverlaufs im rechten Teil des Bildes ist gegenüber dem linken Diagramm mit einer optimierten Einkuppelstrategie erreichbar. Ein weiterer Fortschritt ist durch einen, allerdings zusätzliche Kosten verursachenden, Motoreingriff möglich.

Die Wahrscheinlichkeit, einen komfortablen Rückschaltvorgang zu bekommen, ist somit deutlich erhöht, auch wenn der Rückschaltkomfort eines Vollautomatgetriebes nicht ganz erreicht werden kann.

Schaltempfehlungen würden den Fahrer bei der Wahl des richtigen Ganges zwar unterstützen, die Akzeptanz scheint jedoch nur dann gegeben zu sein, wenn die Empfehlung auch leicht nachvollziehbar ist.

Automatisierte Getriebe

Automatisierte Getriebe wählen selbst die günstigste Übersetzung, so daß für konsequente Verbrauchsreduzierung auf die freie Gangwahl verzichtet werden muß. Im ersten Moment scheint diese "Bevormundung" des Fahrers ein unpopulärer Schritt zu sein, jedoch wurden in der Vergangenheit z. B. die Zündwinkelverstellung und die Kaltstartanreicherung — nicht zuletzt aus Emissionsgründen — ebenfalls automatisiert. Je besser eine Automatisierung gelöst wird, umso größer wird die Akzeptanz beim Fahrer sein.

Ein verlustarmer Ansatz liegt in der zusätzlichen Automatisierung der Gangwahl und damit des Gangwechsels bei Handschaltgetrieben. Sicherlich lassen sich viele grundsatzbedingte Schwächen dieser Lösung mit den Möglichkeiten der heutigen Elektronik mildern, ob jedoch der sich dabei ergebende Schaltkomfort im Vergleich zum modernen Vollautomat und CVT im Pkw akzeptabel ist, wird der Markt entscheiden.

Verbrauchssenkend wirken sich niedrige Motordrehzahlen aus, die vor allem mit einem entsprechenden Overdrive erzielt werden können. Falls aus dem Overdrive komfortabel, das bedeutet in der Praxis teil- oder vollautomatisch zurückgeschaltet werden kann, ist eventuell eine andere Auslegung möglich. Wie sind heute diese niedrigsten Triebstrang-Übersetzungen gewählt?

Im Bild 7.4 auf der Abszisse im Verhältnis (Automat/Schaltgetriebe) zueinander aufgetragen. Die Overdrive-Übersetzung eines Vollautomatgetriebes wird in den meisten Fällen deutlich "länger" als die des entsprechenden 5. Ganges des Handschaltgetriebes ausgelegt. So sind die Abszissenwerte daher meist < 1 . (Zum Teil sind auch stufenlose Getriebe und 5-Gang-Stufenautomatgetriebe berücksichtigt. Fallweise ist der oberste Gang des Handschaltgetriebes ein 6. Gang).

Bild 7.4: Einfluß der Overdrive-Übersetzung auf den Verbrauch bei 90 kmh

Die Auswirkung auf den Verbrauch (in diesem Beispiel bei 5 90 km/h Konstantfahrt und als Verhältnis auf der Ordinate aufgetragen) ist jedoch nicht so, wie erwartet. Nur in wenigen Fällen führt der ausgeprägtere Overdrive des Automatgetriebes zu einer Verringerung im Vergleich zum Schaltgetriebe.

Auch im ECE-Stadtzyklus (Bild 7.5) ist der Verbrauch mit Automat trotz in den meisten Fällen verbrauchsorientierter Gangwahl dem Verbrauch mit Schaltgetriebe unterlegen. Daran sind die höheren Verluste des

Automatgetriebes schuld. Diese haben mehrere Ursachen.

Die bei Vollautomaten ständig mitlaufende Ölpumpe ist eine der größten Verlustquellen. Im Gegensatz dazu wird bei automatisierten Schaltgetrieben oft eine Lösung mit schaltbarer Pumpe und Speicher verwendet, was zwar bauaufwendiger, aber verlustseitig vorteilhaft ist.

5

Bild 7.5: Einfluß der Overdrive-Übersetzung auf den ECE-Verbrauch

Mit Ausnahme der CVTs benutzen die Automatgetriebe dieses Vergleichs Drehmomentwandler als Anfahrhilfe. Die Drehmomentwandler belasten im Stillstand den Motor im Gegensatz zum Handschaltgetriebe, wo die Kupplung voll trennt.

Die Momentenübertragungsfähigkeit von Drehmomentwandlern ist in ersten Näherung von der Motordrehzahl im Quadrat abhängig, und da sie für das volle Motormoment aus Verlustgründen schon bei relativ niedrigen Drehzahlen, z. B. 2000 U/min, gewünscht wird, ist selbst bei einer niedrigen Leerlaufdrehzahl von vielleicht 500 U/min die Momentenaufnahme immerhin ein Sechzehntel des Vollastmomentes.

15

Optimierung des Drehmomentwandlers

Wird der Drehmomentwandler mit Ausnahme des Anfahrbereiches in allen Gängen überbrückt, so kann man seine Kennlinie so ändern, daß die Übertragung des Vollastmomentes z. B. erst bei 3500 U/min möglich wäre. Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplungen nach dieser Konzeption wurden bei uns entwickelt und haben eine Verringerung des Verbrauchs bei 4-Gang- und 5-Gang-Automaten von bis zu 10% bewirkt (Bild 7.6).

20

Bild 7.6: Reduzierung der Verluste von Drehmomentwandlern im Stand

Eine zweite Verlustquelle im Getriebe sind die leistungsführenden, rotierenden Zahnräder, Wellen, Kupplungen, gedichteten Drehdurchführungen usw. Es ist plausibel, daß die Zufügung von solchen Teilen höhere Verluste bedeutet. Um von einem 4-Gang- zu einem 5- oder 6-Gang-Schaltgetriebe zu kommen, oder einen 4-Gang-Automaten zu einem 5-Gang-Automaten zu erweitern, sind deutlich mehr Teile erforderlich.

Dies ist manchmal die Ursache, warum Getriebe mit höherer Gangzahl im Stadtverbrauch schlechter abschneiden. Auch kann bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten die Overdrive-Charakteristik des obersten Ganges noch nicht genutzt werden. Die erhöhten Verluste im Vergleich zum "Wenig-Gang-Getriebe" führen jedoch zu einem Mehrverbrauch.

Bei Automatgetrieben kann es vorteilhaft sein, sich mit einer niedrigen Anzahl von Gängen bei gleichzeitiger Erweiterung der Wandlungsfähigkeit des hydraulischen Drehmomentwandlers zur Überbrückung der größeren Gangsprünge zu begnügen. Getriebe dieser Art waren als erste Automatgetriebe üblich und zeichneten sich durch guten Komfort aus. Da Drehmomentwandler mit großem Wandlungsbereich jedoch höhere hydraulische Verluste haben, war dieses Konzept (ohne Überbrückungskupplung) mit Verbrauchsnachteilen verbunden.

35

Bild 7.7: Weitgespreizte 4-Gang-Automaten mit TorCon-Drehmomentwandler

Erlaubt die Ausführung der Wandlerüberbrückungskupplung in Hard- und Software, wie schon vorher beschrieben, eine Überbrückung in allen Gängen ohne Beeinträchtigung des Fahrkomforts, so lassen sich bei solchen Konzepten mit 4-Gang-Automatgetrieben bessere Verbräuche als bei 5-Gang-Automatgetrieben erzielen [3], da die Getriebeverluste geringer sind (Bild 7.7).

Dies könnte vor allem bei kleinvolumigen Fahrzeugen hilfreich sein, wo auch aus Platzgründen 5-Gang-Automatgetriebe kaum einsetzbar sind.

40

45

Stufenlose Getriebe (CVTs)

Hohe Verbräuche trotz ausgeprägter Overdrivecharakteristik ergeben sich auch für CVTs, wenn sie — wie in den bisher dargestellten Beispielen — höhere innere Verluste als Stufenautomaten aufweisen.

50

Bild 7.8: Optimierungserfolge bei CVT-Verlusten

Daß dies nicht prinzipbedingt sein muß, zeigt das Bild 7.8, wo allein durch Optimierung der Kettengestaltung und der Anpreßkräfte für die Übertragung der Umfangskräfte durch Reibung wesentliche Verbesserungen erzielt wurden [4].

Besonders wichtig ist bei stufenlosen Getrieben die Dimensionierung der Ölpumpe. Sie muß das für die Verstellung der Scheibensätze zur Übersetzungsregelung notwendige Ölvolumen liefern, und auch den Anpreßbedarf der Scheiben an das Umschlingungselement decken.

Stufenlose Getriebe haben aufgrund des einfacheren Aufbaus geringere Schlepp- und Pankschverluste. So ist es in der Summe möglich, durch eine auch mit Hilfe von Elektronik optimierte Anpreßstrategie, mit einer kompromißlos ausgelegten Pumpe und verlustbewußten Konstruktion des Getriebes Gesamtverluste zu erreichen, die unter denen von sehr guten 4-Gang-Automatgetrieben liegen. Im folgenden Bild 7.9 ist ein Vergleich der Wirkungsgrade ohne Drehmomentwandler und bei Teillast (Konstantfahrt in der Ebene) dargestellt [3].

65

Bild 7.9: Wirkungsvergleich CVT/4-Gang-Automatikgetriebe

Auf jeden Fall sind die Verluste deutlich geringer als bei 5-Gang-Automatikgetrieben, so daß moderne CVTs niedrigere Verbräuche als Stufenautomatgetriebe liefern können, auch ohne daß sie ihre Möglichkeiten der weiteren Spreizung und des Betriebs im Bestverbrauchsbereich des Motors nutzen. Die bisher am Markt erhältlichen Fahrzeuge mit CVT zeigen, daß für den spontanen Beschleunigungseindruck eine ausgeprägtere Overdrive-Gesamtübersetzung, als sie bei Stufenautomaten üblich ist, kaum akzeptiert wird. Die Übersetzungsänderung, die zur Erreichung höherer Motorleistungen notwendig ist, kann zwar sowohl vom zeitlichen Verlauf als auch vom Betrag her gesehen im Gegensatz zu Stufenautomaten praktisch frei gewählt werden. Der Motor muß jedoch bei jeder Übersetzungserhöhung einen Teil des Drehmomentes für seine eigene Beschleunigung verwenden. Daher wird leider die Fahrleistungszunahme im ersten Moment gering ausfallen, was die Akzeptanz von notwendigen "Rückschaltungen" vermindert.

Aus heutiger Sicht muß man sagen, daß selbst bei Optimierung des Fahrzeuggewichtes, der Motoreigenschaften und der Getriebe der Weg zum komfortablen 3,0 Liter-Auto mit konventionellen Ansätzen noch weit und schwierig ist.

Wie so oft in der Technik, könnte aber unter Berücksichtigung der inzwischen erreichten Fortschritte bei allen Komponenten incl. der Elektronik ein Gesamtsystem möglich sein, das durch einen anderen Einsatz von durchaus bekannten Komponenten eine weitere Verbrauchsreduzierung ohne Einschränkung von Komfort und Fahrleistung erlaubt.

Eine Vision

Wie sieht so eine Vision aus? Auf welchen Überlegungen beruht sie? Ist sie in naher Zukunft realisierbar? Es werden nun zwei unabhängige Problemumfänge beschrieben, die mit einem gemeinsamen Ansatz gelöst werden könnten.

Intermittierender Betrieb

Die im Bild 7.1 gezeigte Summenhäufigkeit der Leistungsanforderung gilt nicht nur für das gesamte Fahrzeug, sondern auch für die meisten seiner Komponenten. Diese Verteilung scheint fast ein Naturgesetz zu sein und kann durchaus für alle Hilfsaggregate wie Generator, Servolenkungspumpe, Klimaanlage, aber noch viel extremer für elektrische Hilfsantriebe wie Fensterheber- und Schiebedachbetätigung, Sitzverstellung und anderes mehr gelten (Bild 7.10). In den meisten Fällen sind diese Aggregate auf die maximalen Anforderungen ausgelegt, werden dort aber nur ganz selten betrieben.

Bild 7.10: Summenhäufigkeit des Leistungsbedarfs von Aggregaten

So ist z. B. die Servolenkungspumpe für das Drehen der Vorderräder bei ungünstigen Fahrbahnverhältnissen im Stillstand dimensioniert. Die Klimaanlage ist in ihrer Leistungsfähigkeit auf hohe Luftfeuchtigkeit und das in der Sonne geparkte Auto ausgerichtet. Der Generator soll schon bei niedrigen Drehzahlen eine ausgeglichene Leistungsbilanz auch bei eingeschalteten Starkverbrauchern wie Heckscheibenheizung, Ventilator etc. liefern. All diese Aggregate werden die überwiegende Zeit ohne Leistungsanforderung vom Motor mitbewegt, was die Reibmomente des Motors quasi hochsetzt. (Seit dem Frühjahr 1995 läuft an der TH Darmstadt zu diesem Thema ein FVV-Forschungsvorhaben).

Eine Möglichkeit wäre, diese Hilfsaggregate bei Nichtbedarf einfach still zulegen und kurzzeitige Bedarfsanforderungen aus Speichern zu decken. Diesen Ansatz kann man auf den ganzen Motor übertragen und spart damit die aufwendige Ansteuerung der einzelnen Hilfsaggregate. Ist eine erhöhte Leistungsanforderung an eines der Hilfsaggregate gegeben, so werden der Einfachheit halber alle zugeschaltet, im realen Kollektiv wird dies nur selten vorkommen.

Daß die Methode, mit der Senkung der Motordrehzahl bis zum Stillstand und dann bei hoher Last, aber niedriger Drehzahl wieder zu beschleunigen, sehr niedrige Verbräuche ermöglicht, haben "Öko-Rallyes" mehrfach gezeigt. Der sich allerdings dabei ergebende unstete Geschwindigkeits- bzw. Beschleunigungsverlauf ist im normalen Straßenverkehr nicht vorstellbar. Das Fahrzeug selbst ist als einfachster Speicher der kinetischen Energie wenig geeignet.

Erhalt der kinetischen Energie

Wenn man den bisherigen Veröffentlichungen glauben darf, ist eine Batterie, die hohe Leistungen speichern und abgeben kann, mit hohem Gewicht behaftet. Auch ist der elektrische Wirkungsgrad nicht sonderlich gut, so daß ein Großteil der Einsparung oder sogar mehr als das wieder vernichtet wird. Selbst bei Nutzung der Bremsenergie scheint dieses Konzept nicht aufzugehen [5] [6]. Je nach Fahrzyklus wird ja ein beträchtlicher Teil der eingebrachten Energie in der Betriebsbremse in Wärme umgesetzt (Bild 7.11). Eine Reduktion dieser Verluste durch Rückspeicherung ist daher anzustreben.

Bild 7.11: Anteil der Brems- bzw. Beschleunigungsenergie in Zyklen und Praxis

Inzwischen sind in der Literatur wieder erste Versuche zu diesem Ansatz nachzulesen. Z.B. entwickelt die Technische Universität Eindhoven ein Fahrzeug in dieser Art [7].

Verwendet wird ein in einem evakuierten Raum hoch drehendes Schwungrad in Kompositbauweise. Die Drehmomentübertragung erfolgt über ein sogenanntes i^2 -CVT. Das Getriebe hat seinen Namen daher, weil seine Übersetzung im Betriebsbereich zweimal durchlaufen wird, indem An- und Abtrieb vertauscht werden und sich somit die Getriebespreizung quadriert (Bild 7.12).

5

Bild 7.12: Triebstrangstruktur für einen Hybridantrieb mit Schwungradspeicher

An der ETH Zürich wird ein Hybrid III-Fahrzeug auf Golf-Basis entwickelt, das ebenfalls ein i^2 -Getriebe benutzt [6]. Hier ist die Umschaltung der Bereiche teilweise mit Klauenkupplungen gedacht, was bei genauer Betrachtung komfortmäßig Schwierigkeiten bereiten könnte. Es wird ein konventionelles, niedrig drehendes Schwungrad in Verbindung mit einer Elektromaschine mit großem Rotor verwendet, die sowohl als Generator als auch Motor einsetzbar ist. Dieses Fahrzeug kann daher auch in Verbindung mit einer entsprechend ausgelegten Batterie rein elektrisch fahren.

Die TU München entwickelt ein ähnliches Fahrzeug, ebenfalls mit i^2 -CVT, allerdings ohne Schwungrad [8], [9]. Allen diesen Konzepten ist das relativ aufwendige i^2 -CVT gemein, das eine nicht unbeträchtliche Anzahl von Zahnrädern und Umschaltkupplungen verwendet. Es wird eine Rückwärtsfahrtübersetzung und zusätzliche Anfahrkupplung benötigt. Teilweise ist zusätzlich ein Kriechgang vorgesehen. Die Verlustleistungen und Steuerungsaufwendungen sind vermutlich kaum auf niedriges Niveau zu bringen.

20

Bild 7.13: Antriebsstrang mit Geared-Neutral-Getriebe

CVT-Getriebe ermöglichen eine spezielle Anordnung in Leistungsverzweigung, die als "geared neutral" bezeichnet wird.

Diese Anordnung erlaubt es, von Rückwärtsfahrt über Stillstand bis zu Vorwärtsfahrt ohne Anfahrkupplung oder Drehrichtungswendesatz auszukommen (Bild 7.13). In der Vergangenheit galten solche Getriebe als mit hohen inneren Verlusten behaftet. Ebenso wurde sowohl die Drehzahlregelung im Geared-Neutral-Bereich bei laufendem Motor als auch der Wechsel der Betriebsbereiche als sehr schwierig eingeschätzt.

Neuere Untersuchungen zeigen jedoch, daß u. a. auch bei Einsatz von Elektronik, insbesondere für die Steuerung der Kupplungen, die zum Bereichswechsel aus dem Geared Neutral-Betrieb in den normalen CVT-Betrieb notwendig sind, solche Getriebe hervorragend funktionieren. Man hat nun die Möglichkeit von unendlich im Stillstand sowohl vorwärts als auch rückwärts ohne Anfahrkupplung mit nur zwei Reibkupplungen eine ähnliche Leistungsfähigkeit wie mit einem i^2 -Getriebe zu erreichen [10], [11].

Eine entsprechende Antriebsstrangstruktur ist im Bild 14 dargestellt. Der Motor kann mit Freilauf oder Reibkupplung an das Schwungrad gekoppelt werden. Das Schwungrad kann konventionell oder als Rotor mit großem Durchmesser für eine Elektromaschine ausgeführt sein — es sind hier mehrere Konzepte denkbar.

35

Bild 7.14: Hybrid-Antrieb mit Geared-Neutral-Getriebe

Erste Übersichtsrechnungen für das Gesamtkonzept in Ergänzung zu Prinzipversuchen am Prüfstand zeigen, daß bei intermittierendem, konsequentem Betrieb des Motors im Bestverbrauchsbereich und durch Nutzung der Bremsenergie auch "normalgewichtige", komfortable Fahrzeuge ein exzellentes Beschleunigungsverhalten mit niedrigem Verbrauch verbinden.

Als Vergleichsbasis wurde eine Veröffentlichung von VW aus dem Jahr 1991 [12] genommen und mit eigenen Messungen bzw. Rechnungen überarbeitet. Der Verbrennungsmotor muß wie sonst den Luft- und Rollwiderstand des Fahrzeugs abdecken. Die zusätzlichen Schwungradverluste, die Ölpumpenverluste und die Getriebeverluste liegen in der Größenordnung der Reibverluste eines ständig laufenden Motors. Dies alles liefert er nun aber — wie erwähnt — mit einem intermittierendem Betrieb im Bestverbrauchsbereich.

Ein Teil des Vorteils des niedrigeren spezifischen Verbrauchs — von im Mittel ungefähr 700 g/kWh zu 250 g/kWh — geht bei so einem Konzept durch die zusätzlichen Verluste verloren, aber es ergibt sich je nach den gewählten Rahmenbedingungen (Betriebsbereichsspanne des Schwungrades usw.) doch eine deutliche Verbrauchsreduktion.

Da in der Zwischenzeit Verbesserungen des cw-Werts, des Rollwiderstands und des spez. Motorverbrauchs bei verschiedenen Herstellern erreicht wurden, ist der Betrieb eines Autos der Golf-Klasse mit vernünftiger Komfortausstattung mit hervorragender Beschleunigung und einem Verbrauch um die 3 l durchaus denkbar.

Ein Schwungrad mit großem Speichervermögen, wie es z. B. in [7] vorgeschlagen ist, benötigt einen höheren technischen Aufwand, erlaubt aber die Einschalthäufigkeit des Verbrennungsmotors zu reduzieren und auch über breitere Geschwindigkeitsbereiche nur mit dem Schwungrad zu beschleunigen. Ein guter Kompromiß kann hier einmal mehr nur durch eine Analyse der Summenhäufigkeit der Fahrzustände gefunden werden und ist sicher deutlich von der "100%-Lösung" entfernt.

Wenn die Beschleunigung durch Entzug der kinetischen Energie des Schwungrades erzeugt wird, ist sie in ihrer Höhe nur von der Übertragungsleistungsfähigkeit des CVT-Getriebes und in ihrer Verfügbarkeit von der gespeicherten kinetischen Energie abhängig (Bild 7.15). Sie kann bei entsprechender Triebstrangkonzeption im Gegensatz zu den meisten anderen Lösungsansätzen (Overdrive, Ecomatic u.ä.) vor allem unmittelbar abgerufen werden. Dies macht dieses Konzept besonders reizvoll.

65

Bild 7.15: Beispiel einer Betriebsstrategie eines Antriebs mit Schwungradspeicher

Eine ausreichende Leistungsfähigkeit des Verbrennungsmotors ist zur ersten Aufladung des Schwungrades,

für längere Steigungsfahrten und bei höherer Geschwindigkeit sinnvoll. Sollte das Geräuschverhalten des intermittierend laufenden Motors zu ungewohnt sein, könnte durchaus mit aktiver Akustikbeeinflussung zur Simulation eines laufenden Motors durch Lautsprecher bzw. Auslöschung der Motorgeräusche, die ja nur in einem schmalen Kennfeldbereich auftreten, mittels Interferenz geholfen werden.

Das Abgasverhalten beim Ottomotor setzt mindestens optimierte Katalysatoren voraus. Vielleicht kann dazu der in diesem Kongreß folgende Beitrag der Fa. EMITEC klärend wirken. Mit dem Dieselmotor dürfte der intermittierende Betrieb sicher einfacher zu verwirklichen sein.

Auch wenn noch viele Probleme zu lösen sind und die Entscheidung über die Ausführung des Schwungrades schwierig ist, scheint es doch ein recht vielversprechender Ansatz, eine Vision zu sein, mit dieser modernen Triebwerkstechnik zumindest motorseitig vom kritischen Teillastwirkungsgrad wegzukommen und trotzdem hervorragende Fahrleistungen auch bei "normalgewichtigen" Autos beizubehalten.

Literatur

- [1] Jürgens: Auswahl, Auslegung und Gestaltung von Pkw-Getrieben, VDI-Berichte 878
 - [2] Katalog der Automobil Revue, 1995
 - [3] 5. LuK-Kolloquium, 1995
 - [4] Rattunde, Schönnenbeck und Wagner: Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad, VDI-Berichte 878
 - [5] Lechner, Schiberna u. Spörl: Triebstrangsimulation-FASIMA II, ein modulares Triebstrangsimulationsprogramm, VDI-Berichte 1175
 - [6] Internationale Konferenz über hybride Automobilantriebe 1993, ETH Zürich, Tagungsband
 - [7] van der Graaf: Ein Hybrid-Antrieb mit Schwungrad und stufenlosem Getriebe für Pkw, VDI-Berichte 1175
 - [8] Tagungsband zum Kolloquium des Sonderforschungsbereichs "Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge", TU München, 1994
 - [9] Höhn u. a.: Fahrsimulation und Verbrauchsberechnung für den autarken Hybrid, VDI-Berichte 1175
 - [10] Jürgens: Potentiale und Risiken von Geared-Neutral-Strukturen stufenloser Getriebe, Diss. TU Graz
 - [11] Vahabzadeh, James, Dittrich: Stufenloses 0-Regelgetriebe mit Leistungsverzweigung, 23. FISITA, Turin 1990
 - [12] Barske: Rationale Verwendung von Kraftstoff: Autos mit 3 Liter Benzinverbrauch, eine Utopie? Basel, 1991
- Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.
- In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.
- Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.
- Die Erfindung ist auch nicht auf das (die) Ausführungsbeispiel (e) der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungsformen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.
- Die Erfindung bezieht sich weiterhin auf die Anmeldungen DE 19 53 0929, DE 19 53 0930, DE 19 53 0931, DE 19 53 0932, DE 19 53 0933, DE 19 53 0852, DE 19 53 6747, DE 19 53 6863, DE 19 53 6864 und DE 19 53 6865, deren Inhalt ausdrücklich zum Offenbarungsinhalt der vorliegenden Anmeldung gehört.

Patentansprüche

1. Getriebeeinheit insbesondere für Kraftfahrzeuge mit einem stufenlosen Getriebe und zumindest einer zu- und abschaltbaren Kupplung.
2. Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur, mit einem stufenlosen Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroidgetriebe, dessen Übersetzungsbereich mehr als einmal durchfahrbar ist und mit weiteren Getrieben, die dem stufenlosen Getriebe über wenigstens zwei wechselseitig schaltbare Kupplungen mit veränderbar einstellbarem übertragbarem Moment zuschaltbar sind, wobei der Schaltvorgang bei Differenzdrehzahl eingeleitet wird und schleifend erfolgt.
3. Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur, mit einem stufenlosen Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroidgetriebe, dessen Übersetzungsbereich mehr als einmal durchfahrbar ist, indem mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes im Kraftfluß der Getriebeeinheit zu- und abschaltbar sind, bei dem auch eine Betätigungsrichtungsumkehr erfolgt und die nach erfolgter Betätigungsrichtungsumkehr geschlossene Kupplung vor oder nach Erreichen des Umschaltpunktes zu schließen beginnt.
4. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei der dem stufenlosen Getriebe ein Überlagerungsgetriebe, wie Summiergetriebe, mit zwei Eingängen und einem Ausgang im Drehmomentfluß nachgeordnet

zu- und abschaltbar ist, wobei wechselweise der eine Eingang mit nachgeschalteter Getriebestufe zu- und abschaltbar ist und der andere Eingang mit dem Ausgangsteil des stufenlosen Getriebes verbunden ist und über eine weitere Kupplung das Ausgangsteil des Überlagerungsgetriebes, wie Summiergetriebes, mit dem Ausgangsteils des stufenlosen Getriebes direkt oder indirekt über eine feste Übersetzungsstufe verbindbar ist und zumindest eine Kupplung vor oder nach Erreichen des Umschaltpunktes zu schließen beginnt.

5 5. Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 4, bei der ein stufenloses Getriebe mit einer ersten und einer zweiten Welle im Momentenfluß angeordnet ist, und die erste und zweite Welle als Antriebs- oder Abtriebswelle des stufenlosen Getriebes wechselseitig mittels zumindest zweier Kupplungen, insbesondere mittels vier Kupplungen, schaltbar sind und die erste und die zweite Welle mittels Getriebestufen mit einer Getriebeeingangs- oder Getriebeausgangswelle verbindbar sind, dadurch gekennzeichnet, daß Abtriebswelle und der zweiten Welle als Antriebs- oder Abtriebswelle vor oder nach Erreichen eines Umschaltpunktes bei Differenzdrehzahl beginnt und schleifend erfolgt.

10 6. Verfahren zum Steuern oder Regeln einer Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur, mit einem stufenlosen Getriebe und anderen Getrieben, wobei der Übersetzungsbereich des stufenlosen Getriebes mehr als einmal durchfahrbar ist und über mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes andere Getriebeeinheiten im Kraftfluß zu- und abschaltbar sind, wobei die nach erfolgter Betätigungsrichtungsumkehr des stufenlosen Getriebes geschlossene Kupplung vor oder nach Erreichen des Umschaltpunktes zu schließen beginnt.

15 7. Verfahren insbesondere nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein Bereichswchsel des stufenlosen Getriebes mittels zumindest einer schlupfend angesteuerten Kupplung bei Differenzdrehzahl eingeleitet wird oder erfolgt.

20 8. Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem stufenlosen Getriebe und weiteren Getrieben, die dem stufenlosen Getriebe über wenigstens zwei wechselweise schaltbare Kupplungen mit veränderbar einstellbarem übertragbarem Moment zuschaltbar sind, sowie mit einem Steuergerät, welches die Übersetzung des stufenlosen Getriebes steuert und die Ansteuerung des jeweiligen übertragbaren Drehmomentes der Kupplungen vornimmt, dadurch gekennzeichnet, daß durch eine Übersetzungsansteuerung und eine Ansteuerung eines gezielten übertragbaren Drehmomentes zumindest einer Kupplung ein Schleifen der Kupplung angesteuert wird, so daß ein Ankriechen des Fahrzeuges erfolgt.

25 9. Getriebeeinheit mit Mehrbereichsstruktur, mit einem stufenlosen Getriebe, wie beispielsweise Kegelscheibenumschlingungsgetriebe oder Toroid-Getriebe, dessen Übersetzungsbereich mehr als einmal durchfahrbar ist, und weitere Getriebe mittels mindestens zwei Kupplungen bei Erreichen eines bestimmten Übersetzungsverhältnisses des stufenlosen Getriebes im Kraftfluß der Getriebeeinheit zu- und abschaltbar sind, wobei bei dem Umschaltpunkt auch eine Betätigungsrichtungsumkehr des stufenlosen Getriebes erfolgt, mit einem Steuergerät, welches die Übersetzung des stufenlosen Getriebes steuert und die Steuerung des übertragbaren Drehmomentes der einzelnen Kupplung ansteuert, dadurch gekennzeichnet, daß mittels einer Übersetzungssteuerung und einer Ansteuerung eines gezielten übertragbaren Drehmomentes von zumindest einer Kupplung, ein gezieltes Schleifen oder Schlupfen der Kupplung, angesteuert wird, so daß ein Ankriechen des Fahrzeuges erfolgt.

30 10. Getriebeeinheit insbesondere für Kraftfahrzeuge mit einer Hybridantriebsanordnung und im Kraftfluß zu- und abschaltbaren Getrieben.

40 11. Getriebeeinheit insbesondere nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Getriebe ein stufenlos einstellbares Getriebe sowie zumindest ein weiteres Getriebe umfassen.

12. Getriebeeinheit nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die weiteren Getriebe dem stufenlos einstellbaren Getriebe in Serie oder parallel zu- und abschaltbar sind.

45 13. Getriebeeinheit nach Anspruch 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgang des stufenlos einstellbaren Getriebes auf einen Eingang eines Übertragungsgetriebes zu- und abschaltbar ist.

14. Getriebeeinheit nach Anspruch 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Eingang eines Getriebes mit fester Übersetzung mit einem Eingang der Getriebeeinheit zu- und abschaltbar ist.

50 15. Getriebeeinheit nach Anspruch 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgang eines Getriebes mit fester Übersetzung einem Eingang des Übertragungsgetriebes zu- und abschaltbar ist.

16. Getriebeeinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die dem stufenlosen Getriebe zu- und abschaltbaren Getriebe mittels Kupplungen zu- und abschaltbar sind.

55 17. Getriebeeinheit mit einem stufenlos einstellbaren Getriebe und zumindest einem mittels Kupplungen zu- und abschaltbaren Getriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge mit Hybridantrieb, bei welchen die vorhandenen Antriebsquellen und/oder Energiespeicher als Funktion des Bedarfes und der Zeit zu-, ab- und/oder umgeschaltet werden, dadurch gekennzeichnet, daß eine Steuereinheit das übertragbare Drehmoment einer Kupplung ansteuert, wobei die zumindest zeitweise schlupfende Kupplung eine im wesentlichen gleichmäßige Drehmomentabgabe gewährleistet.

60 18. Getriebeeinheit nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Hybridantriebsanordnung zumindest eine der Antriebseinheiten oder Energiespeicher aufweist, wie

- Verbrennungsmotor,
- Elektromotor,
- mechanischer Energiespeicher, wie Schwungrad,
- elektrischer Energiespeicher, wie Akkumulator oder
- chemische Energiespeicher.

Hierzu 64 Seite(n) Zeichnungen

Bild 1.1

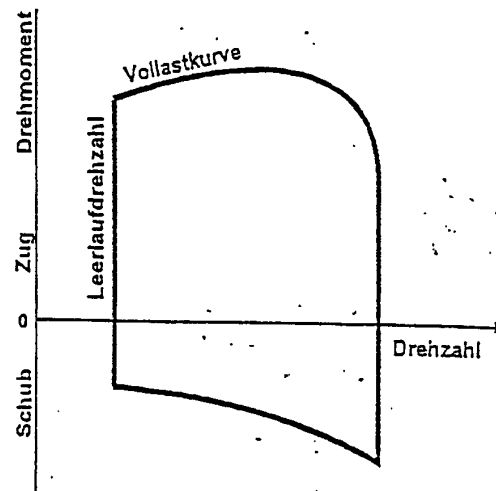


Bild 1.2

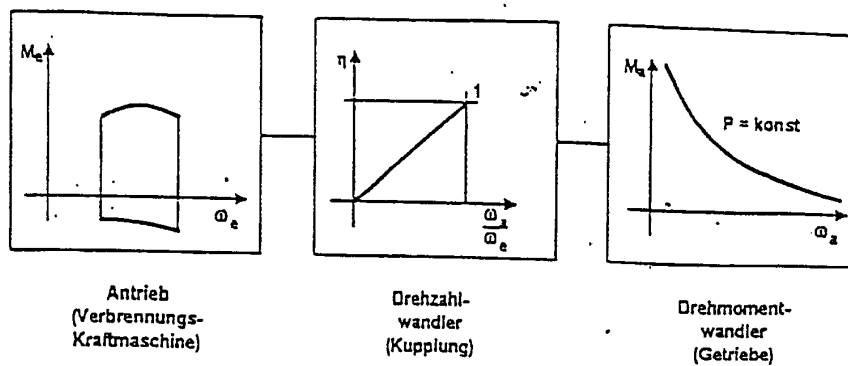


Bild 1.3

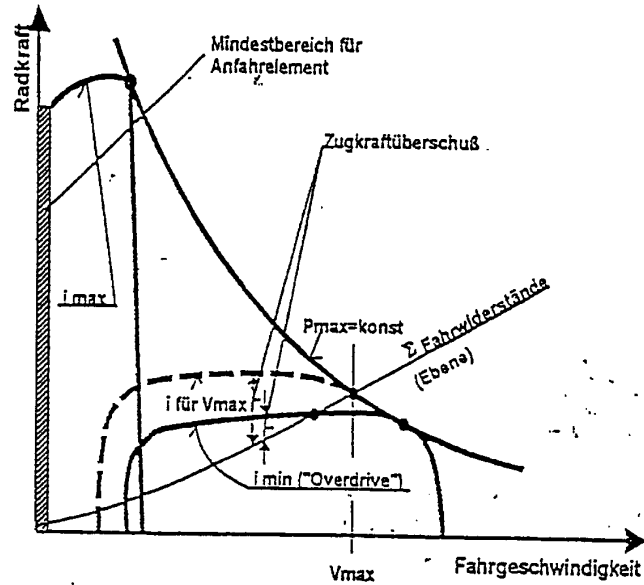


Bild 1.4

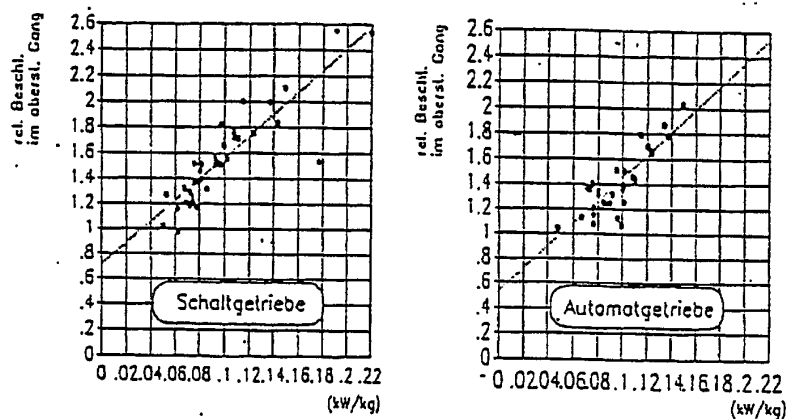
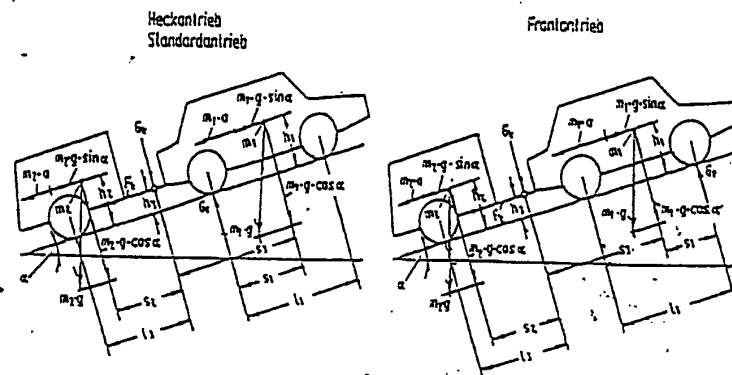


Bild 1.5



Bestimmung der Steigfähigkeits- und Beschleunigungsgränze. m_1 kg Masse des Zugwagens, m_2 kg Masse des Anhängers, G_1 N Gewichtsanteil der Treibachse, G_2 N Deichsellast, F_2 N Deichselzugkraft, α Steigungswinkel, a m/s² Beschleunigung parallel zur Fahrbahn, g m/s² Erdbeschleunigung, h m Abstand von der Fahrbahn, l m Radstand, bzw. Rad-Kupplung, s m Schwerpunktabstände parallel zur Fahrbahn.

Bild 1.6

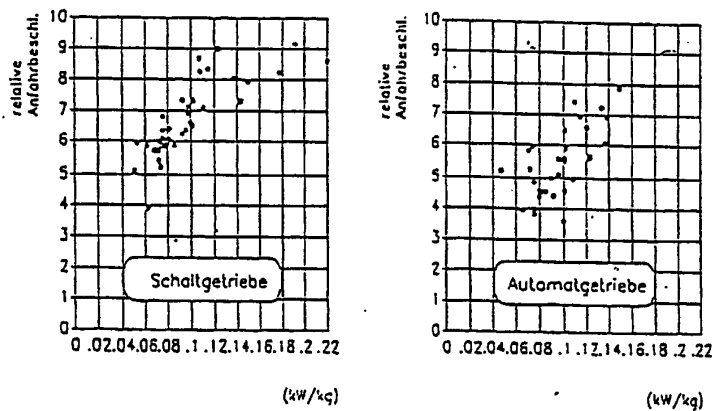


Bild 1.7

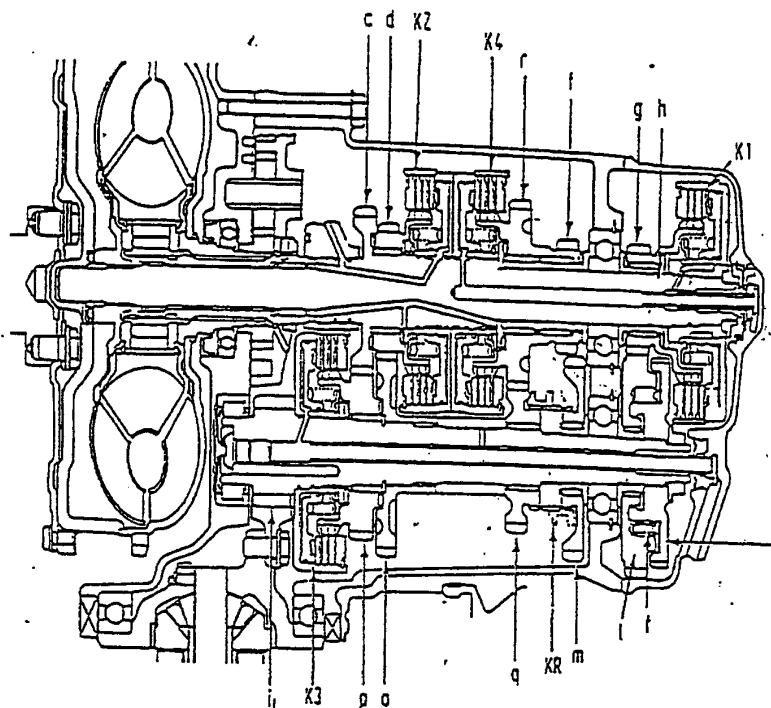


Bild 1.8

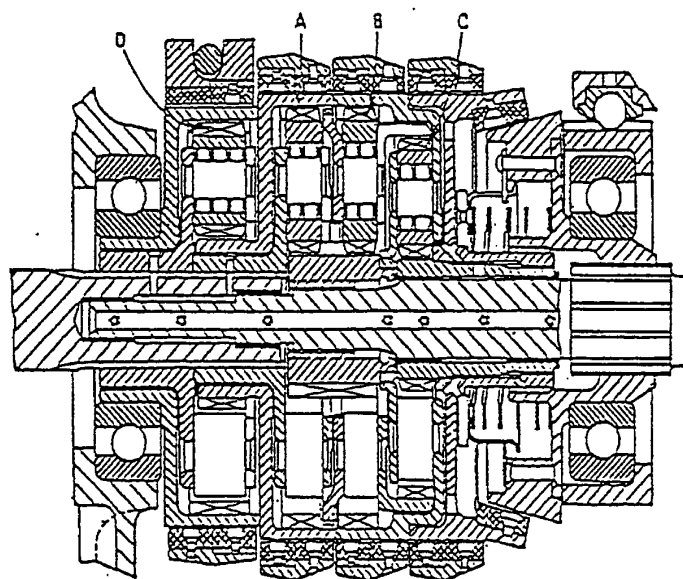


Bild 1.9

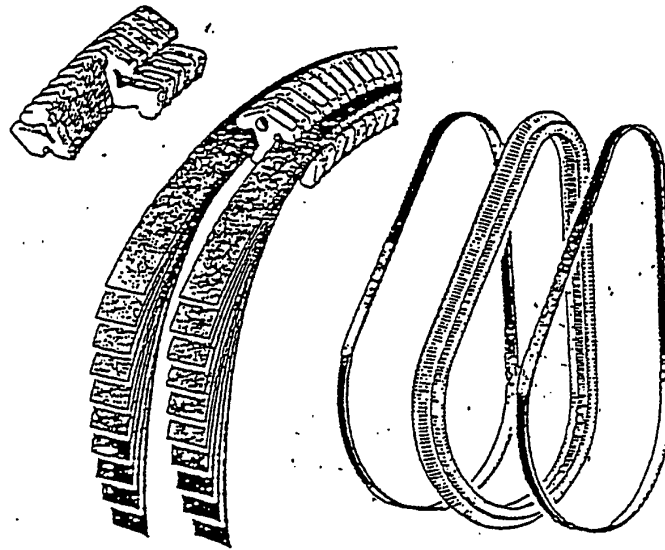


Bild 1.10

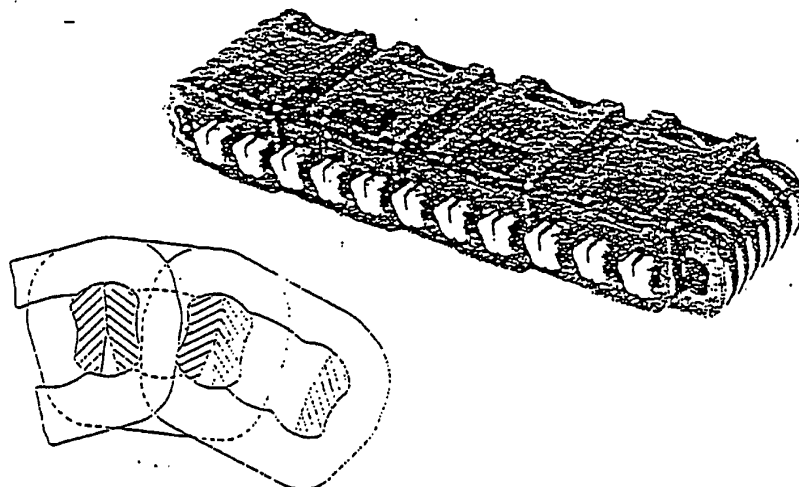
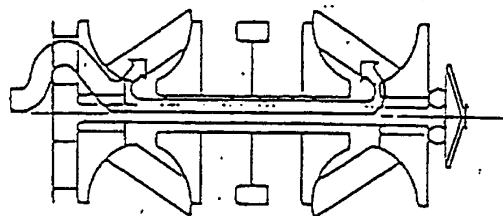
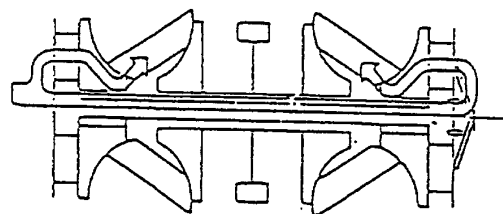


Bild 1.11



Single-cam Type



Two-cam Type

Bild 1.12

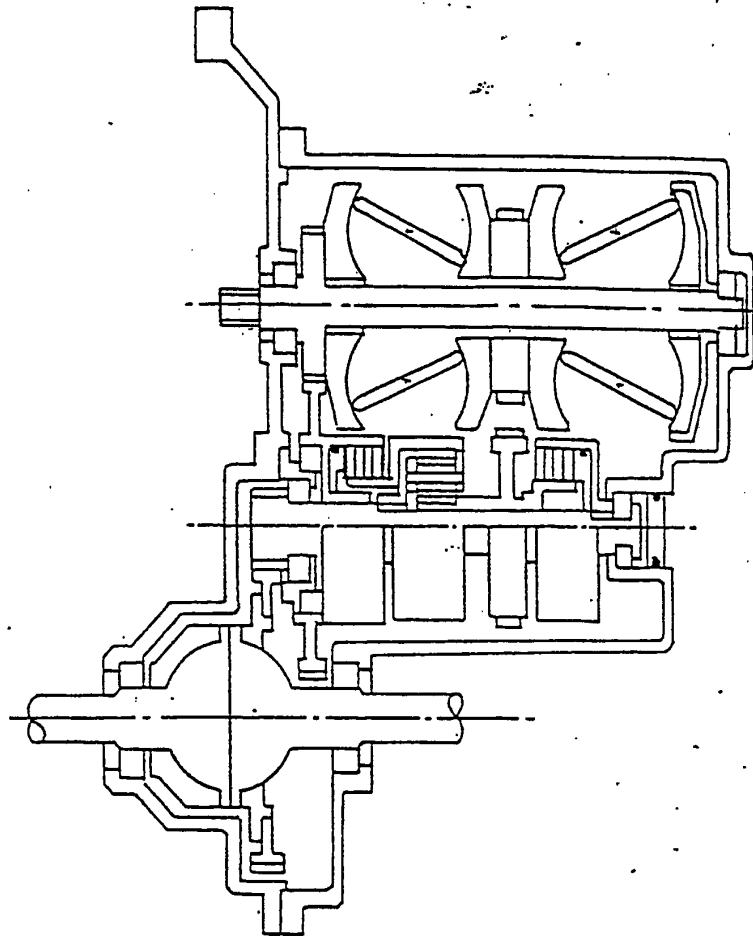


Bild 1.13

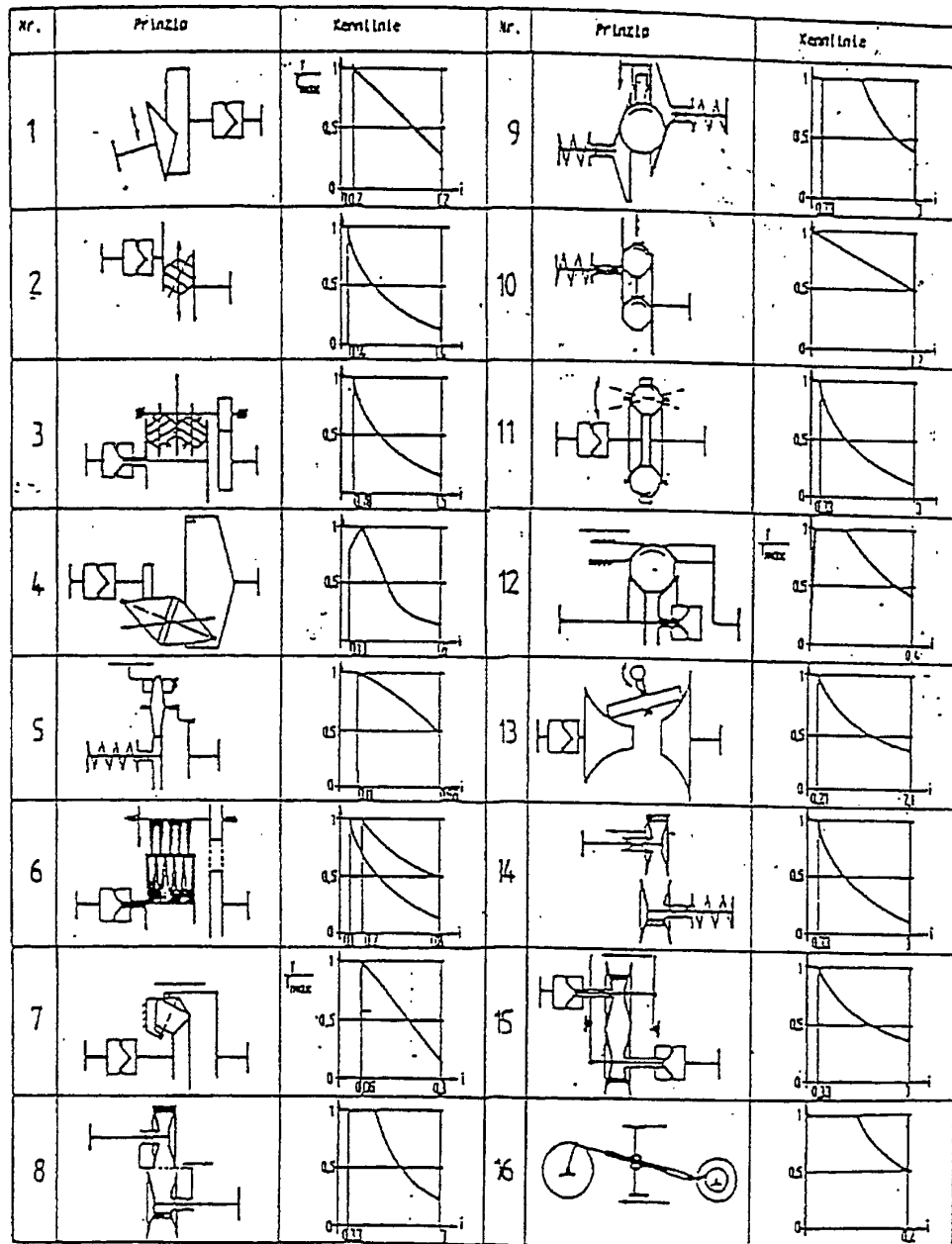


Bild 1.14

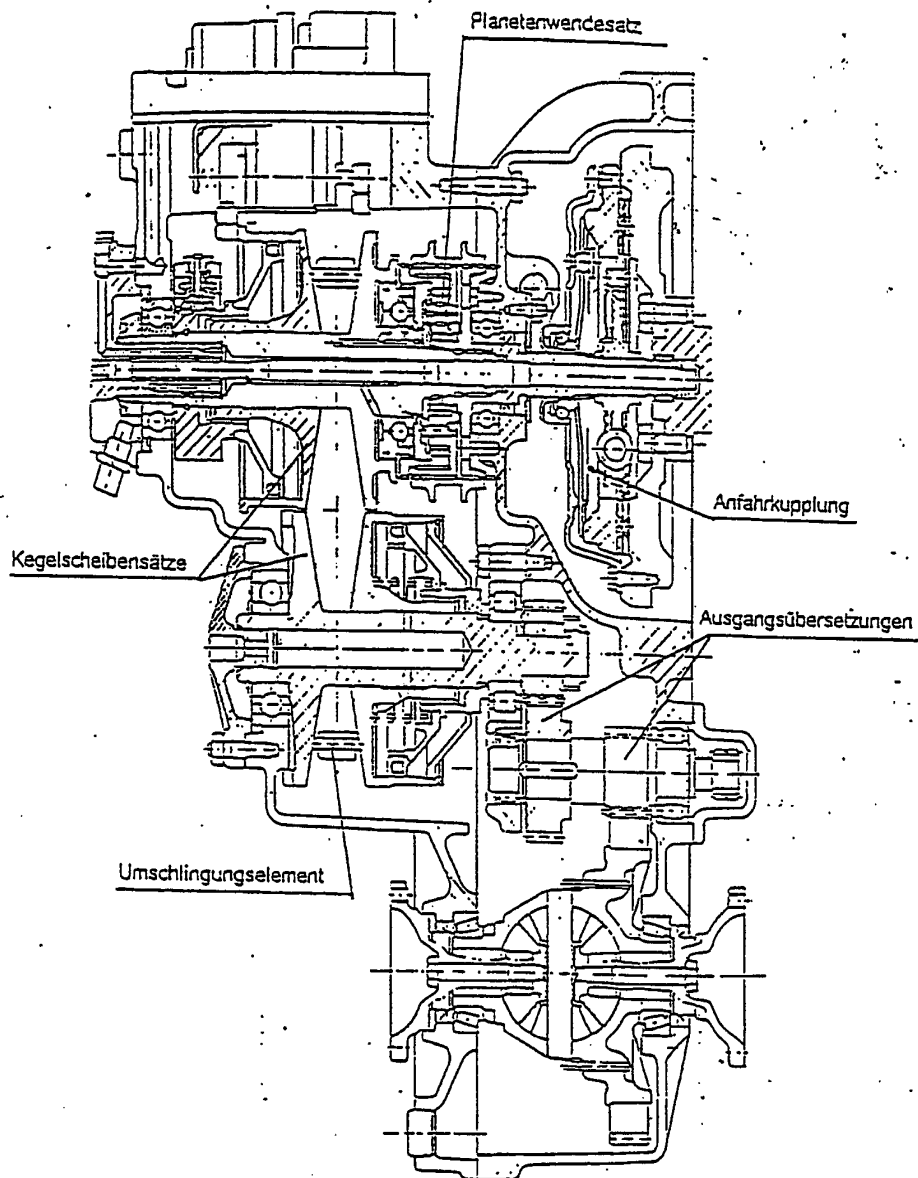


Bild 1.15

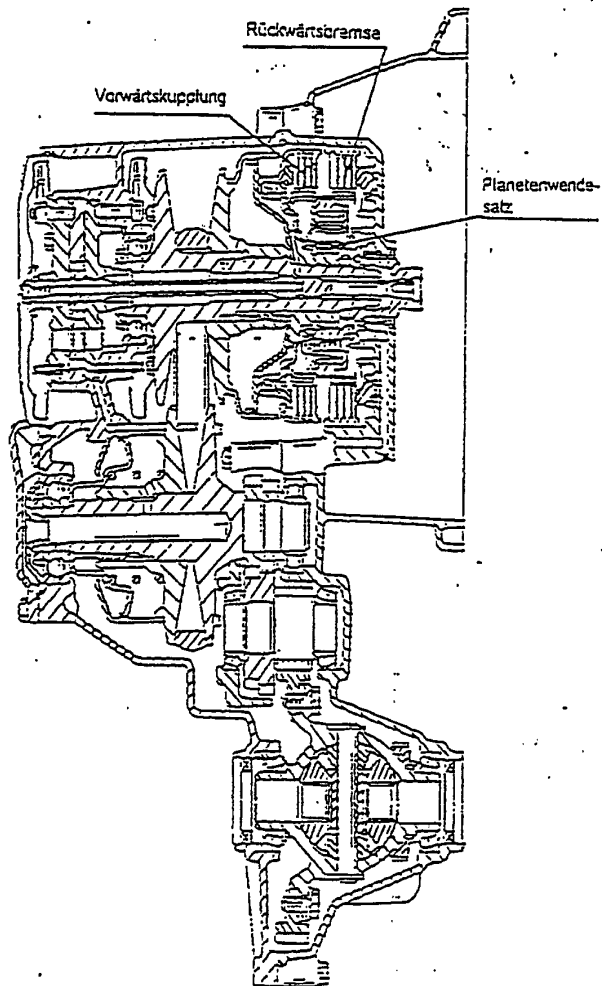


Bild 1.16

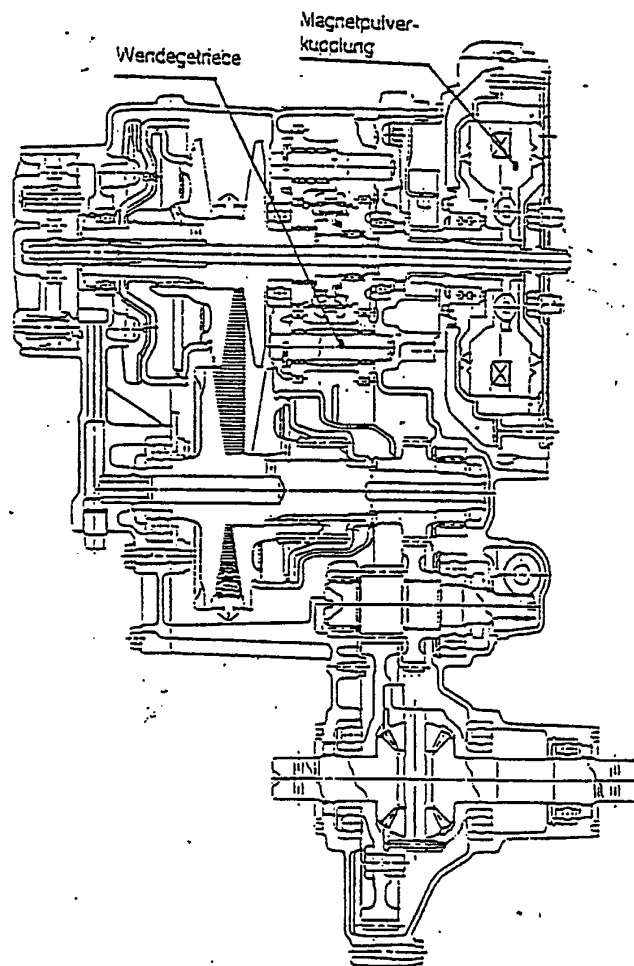


Bild 1.17

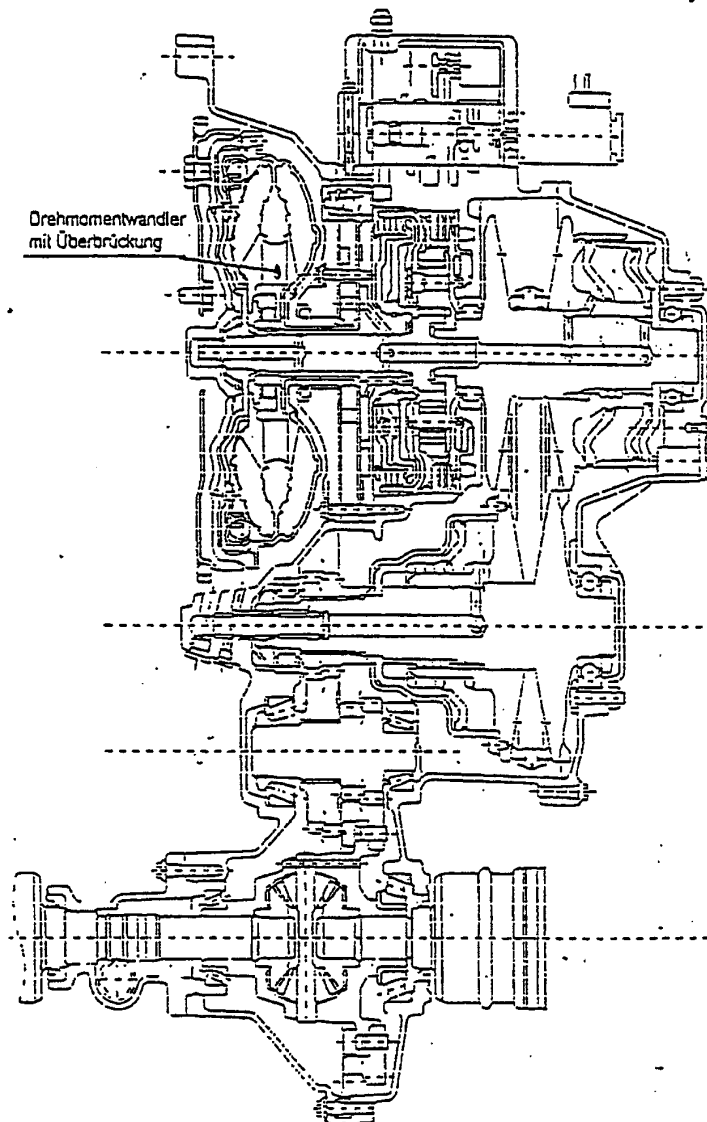


Bild 1.18

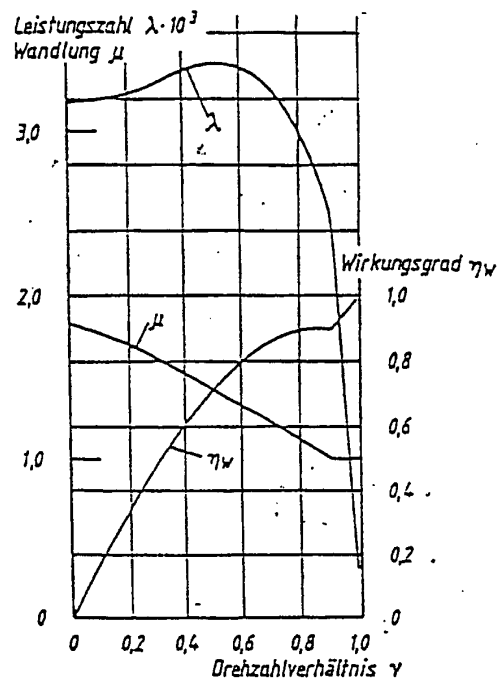


Bild 2.1

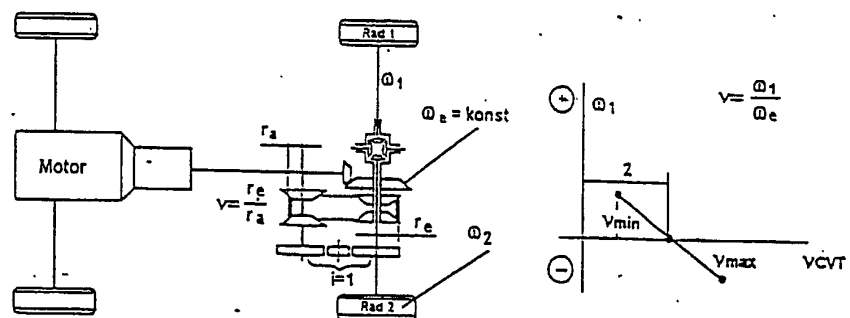
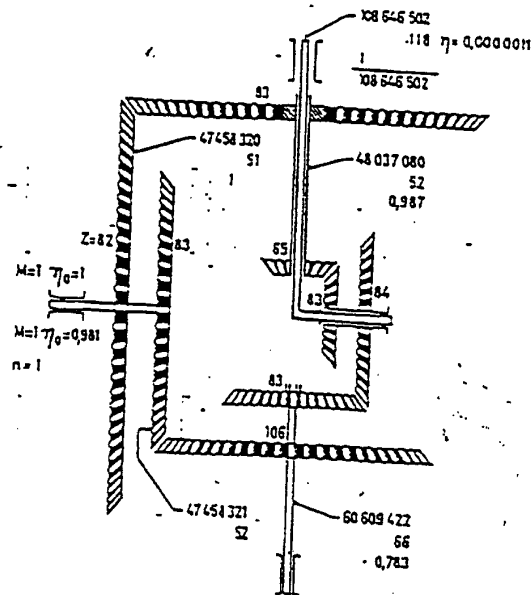
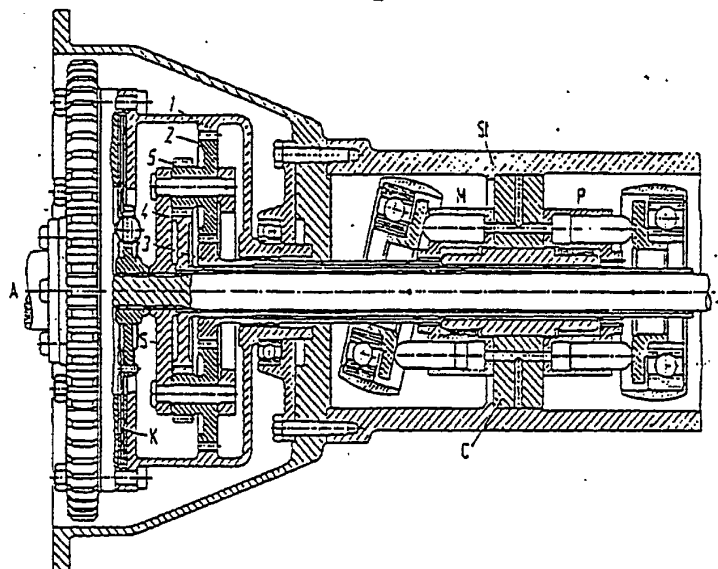


Bild 2.2



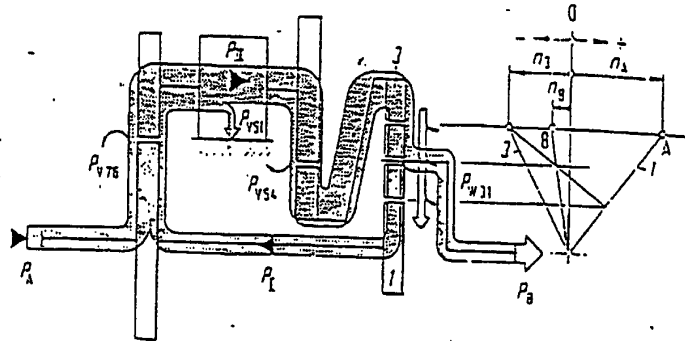
Umlaufgetriebe zur Erzeugung einer sehr hohen Übersetzung

Bild 2.3



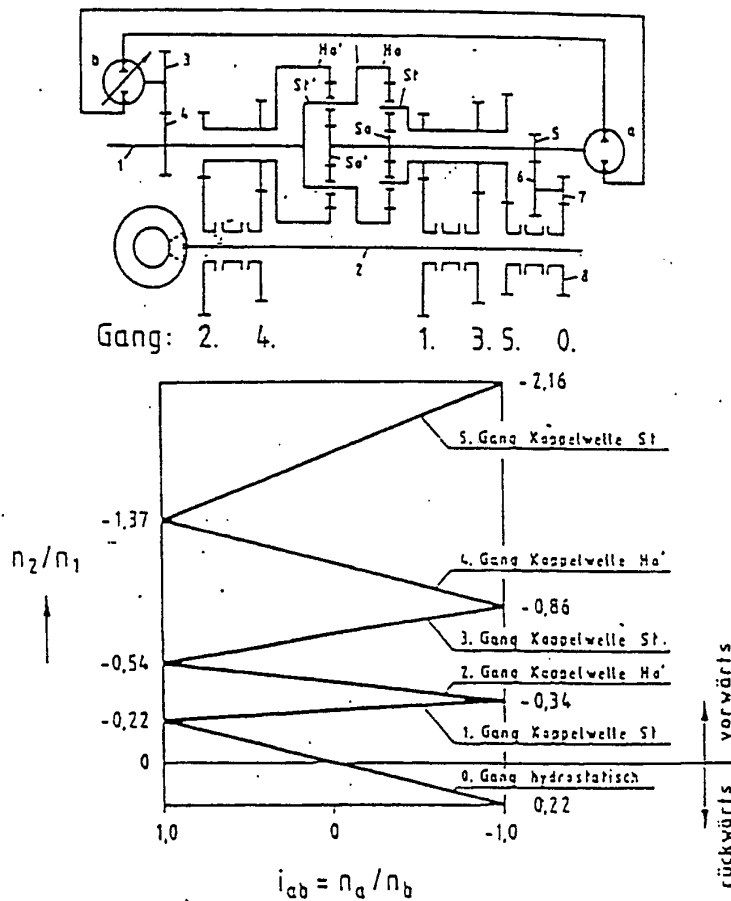
Leistungsverzweigtes Getriebe. Brit. Patent No. 787082

Bild 2.4



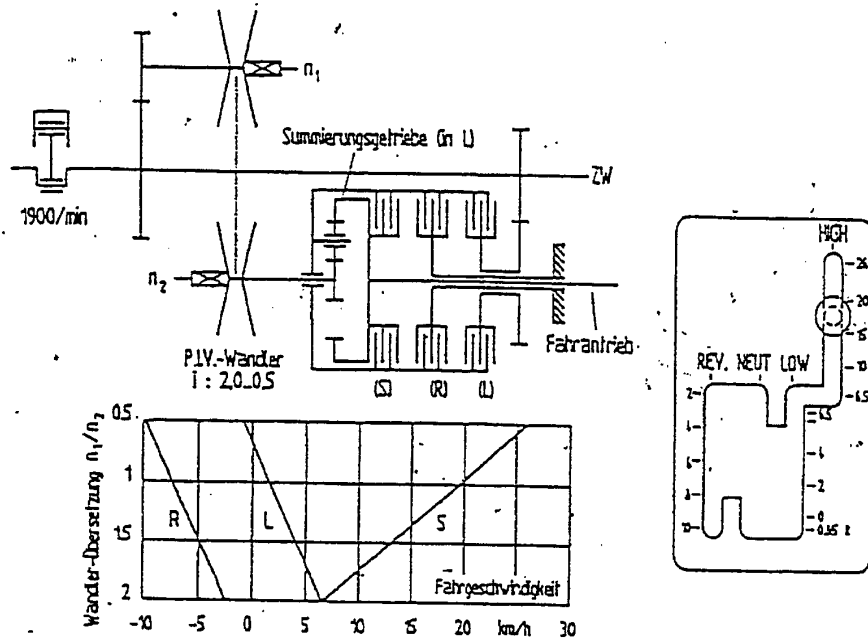
Leistungsfluß im Rückwärtsfahrbereich. P_1 rückfließende Blindleistung ($> P_A$)

Bild 2.5



Schema und Drehzahlverhalten des 5-Gang-SHL-Getriebes mit einem rein hydrostatischen Anfahrang für einen 100 kW-PKW mit Frontantrieb

Bild 2.6



Stufenloses Traktorgetriebe "Geared Neutral" mit Leistungsverzweigung

Bild 2.7

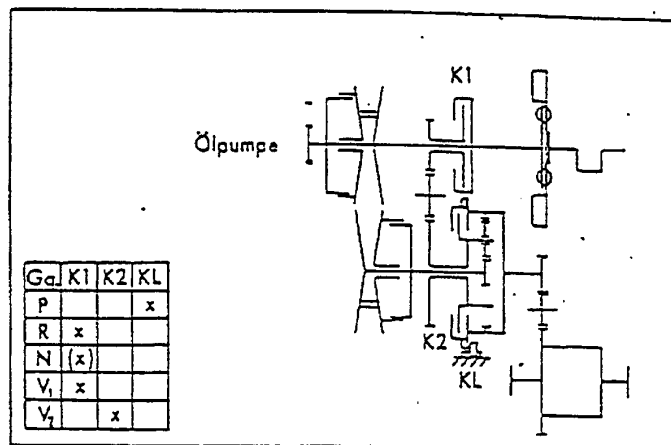


Bild 3.1

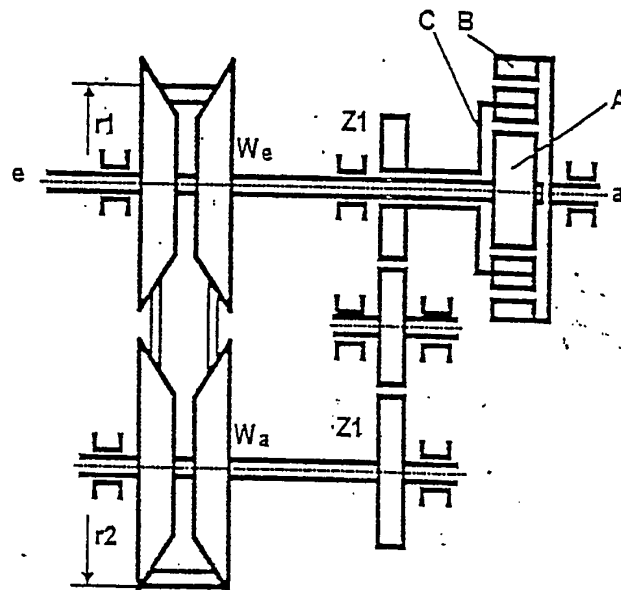


Bild 3.2

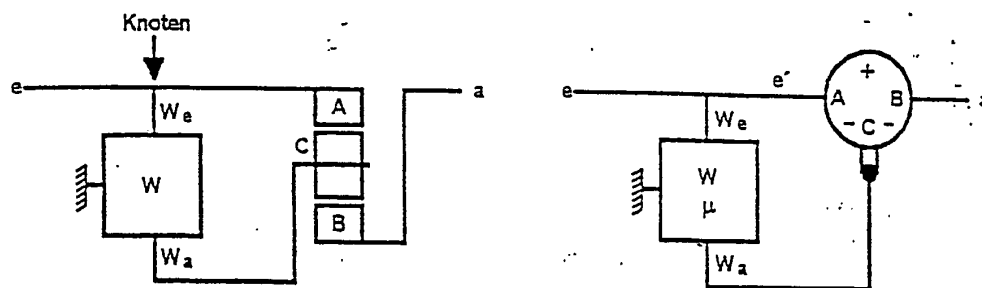


Bild 3.3

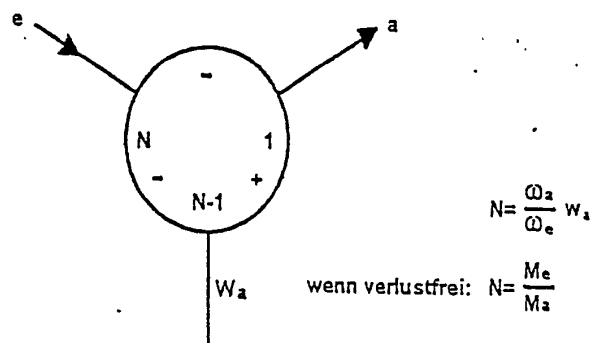


Bild 3.4

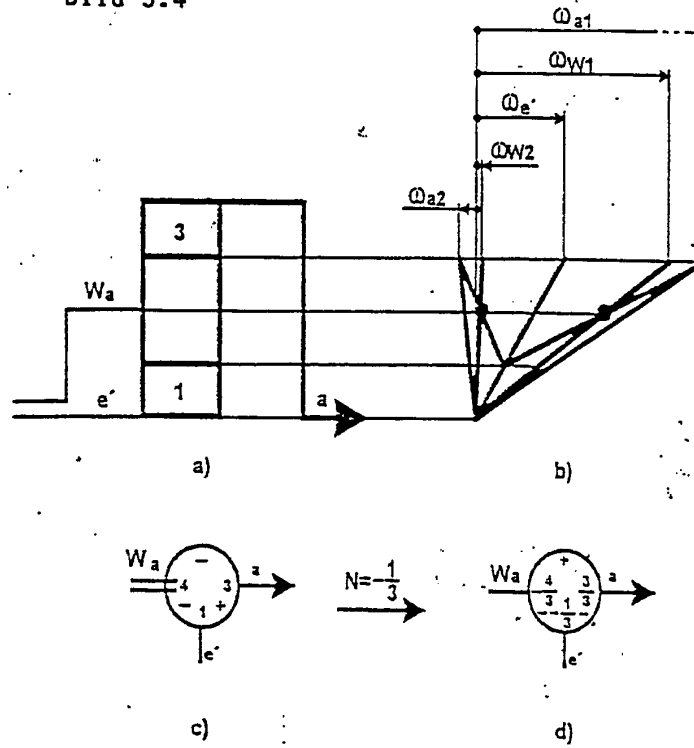


Bild 3.5

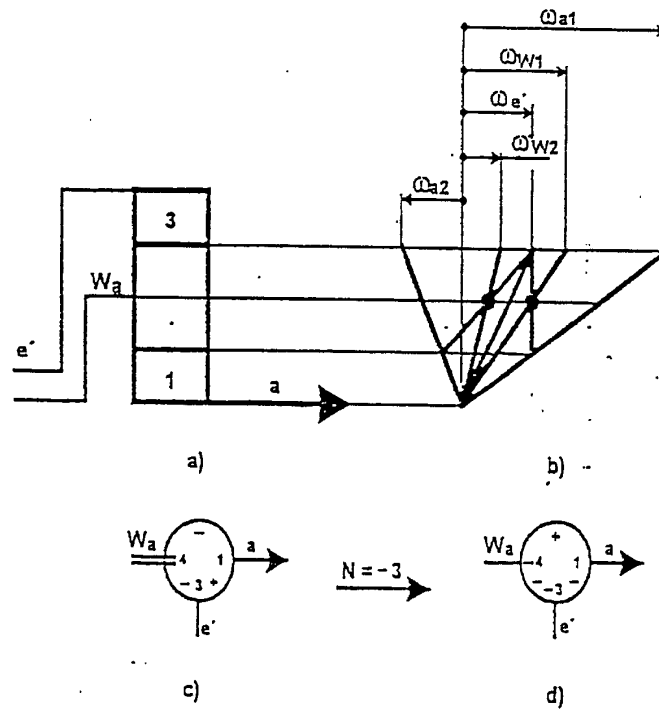


Bild 3.6

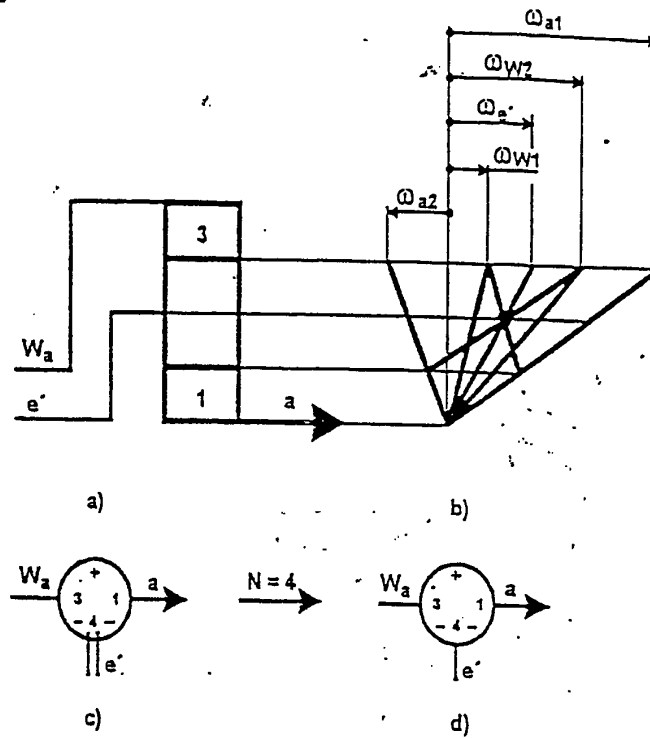


Bild 3.7

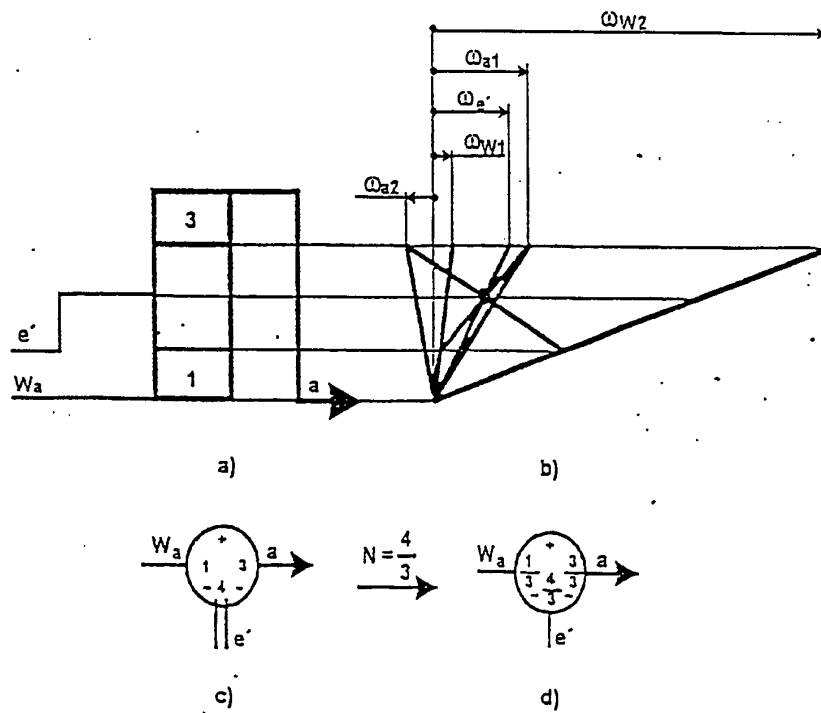


Bild 3.8

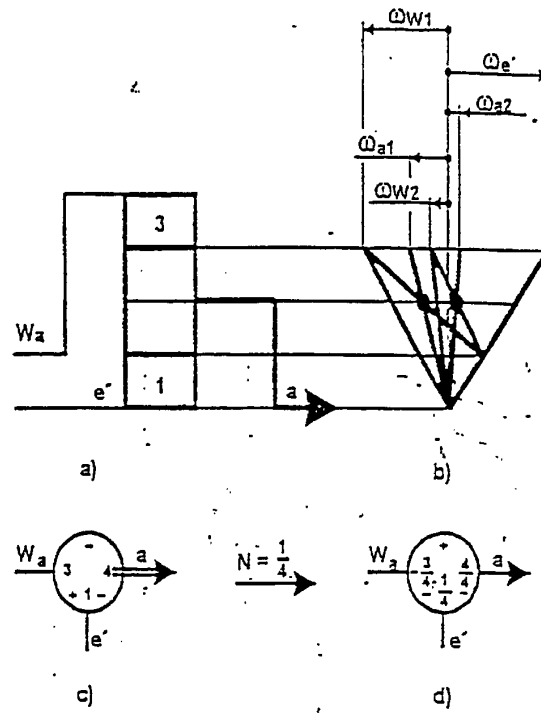


Bild 3.9

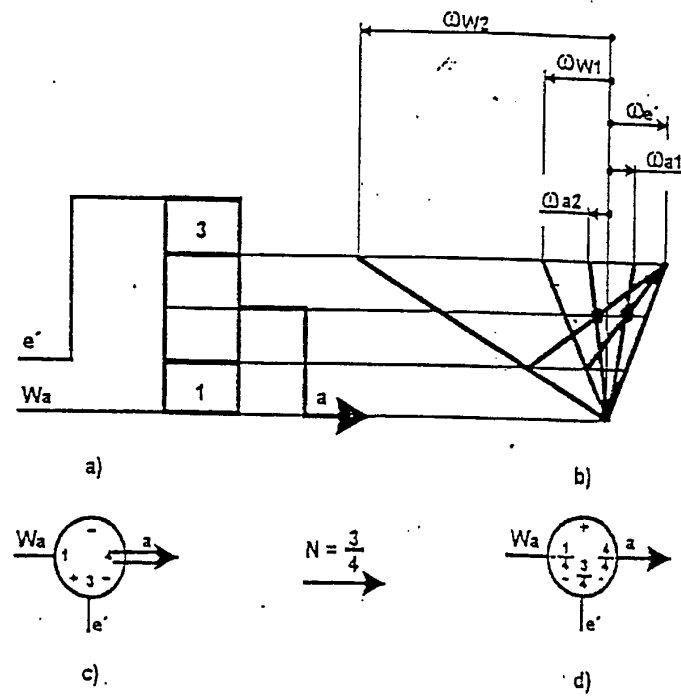


Bild 3.12

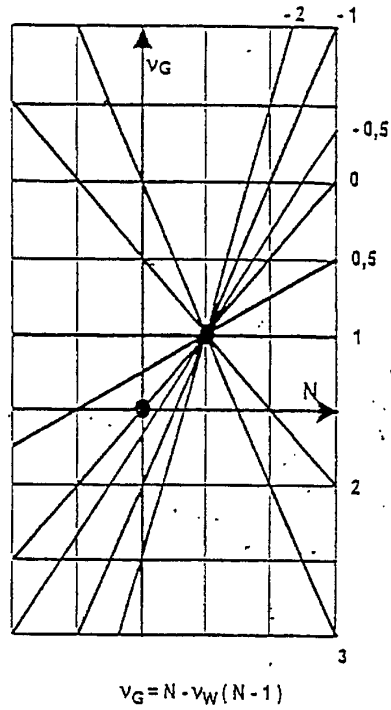


Bild 3.13

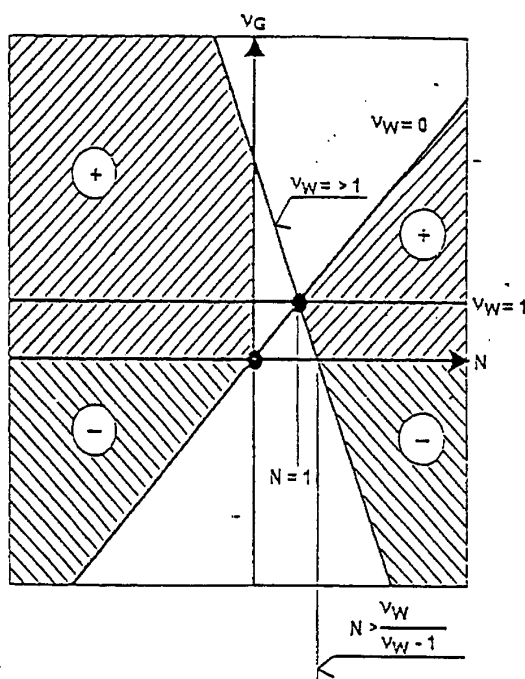


Bild 3.14

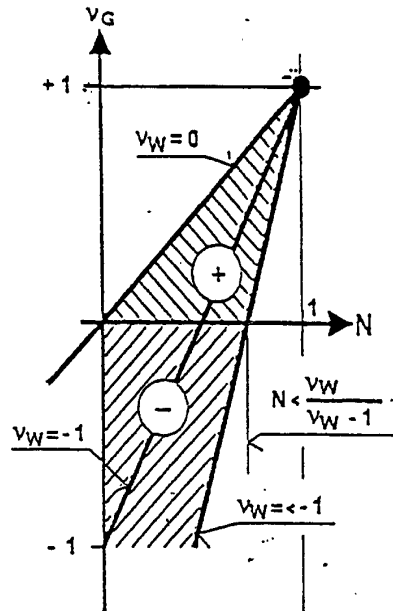
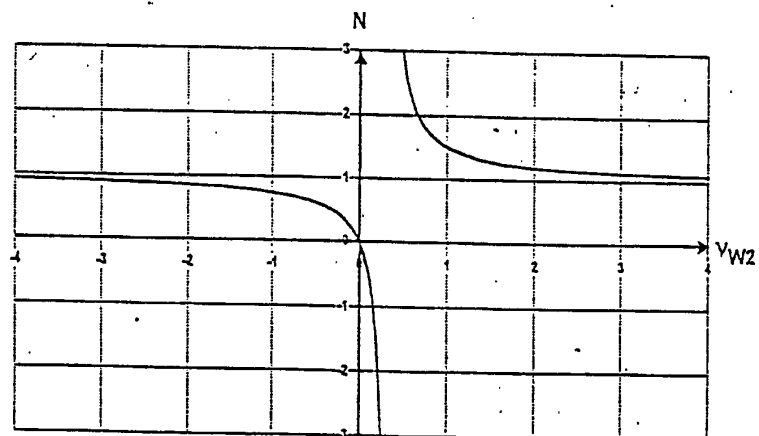


Bild 3.15



$$N = \frac{4.5 \cdot v_{W2}}{4.5 \cdot v_{W2} - 1.5}$$

Bild 3.16

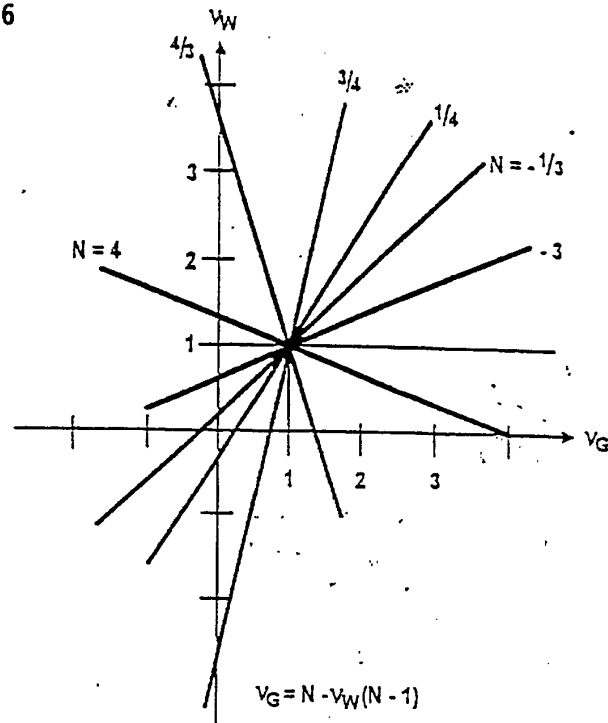
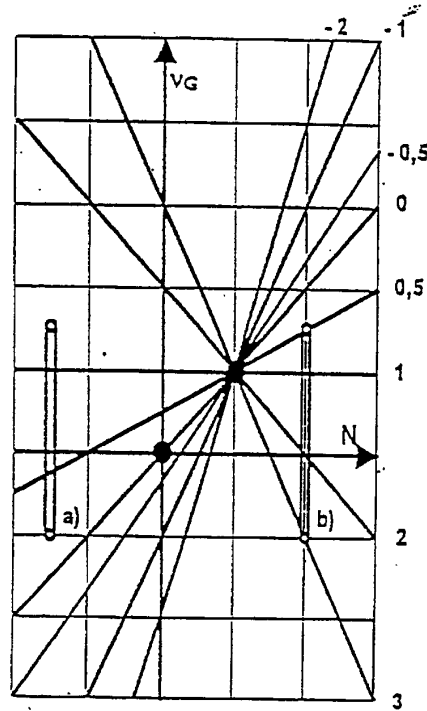


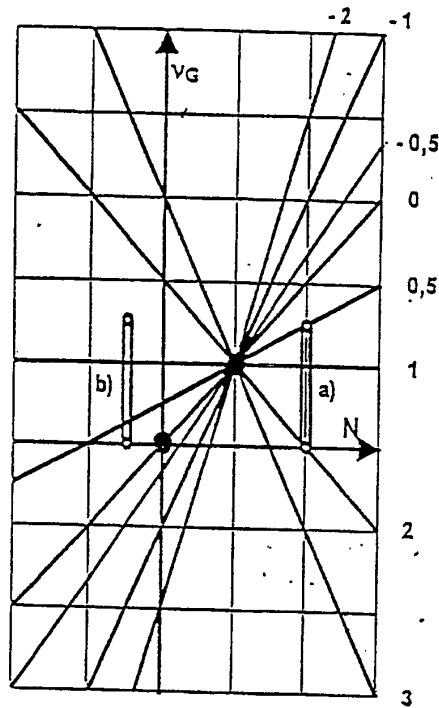
Bild 3.17



a) $l_w = 6$

b) $l_w = \frac{1}{6}$

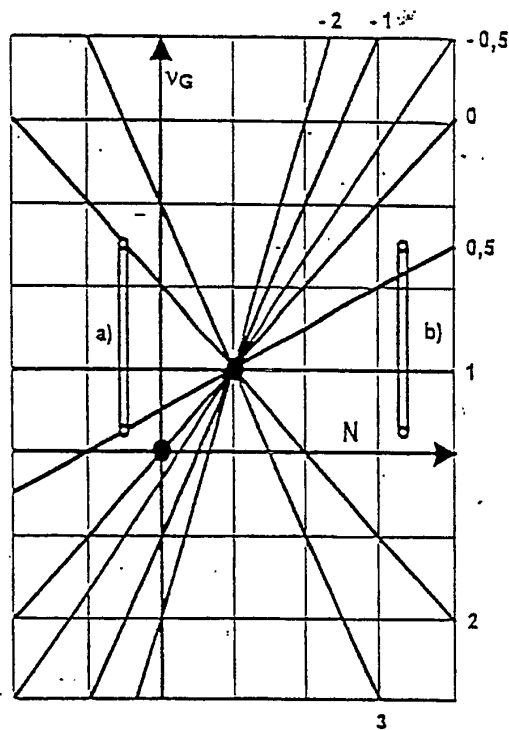
Bild 3.18



a) $l_w = 4$

b) $l_w = \frac{1}{4}$

Bild 3.19



a) $l_w = 4$

b) $l_w = \frac{1}{4}$

Bild 3.20

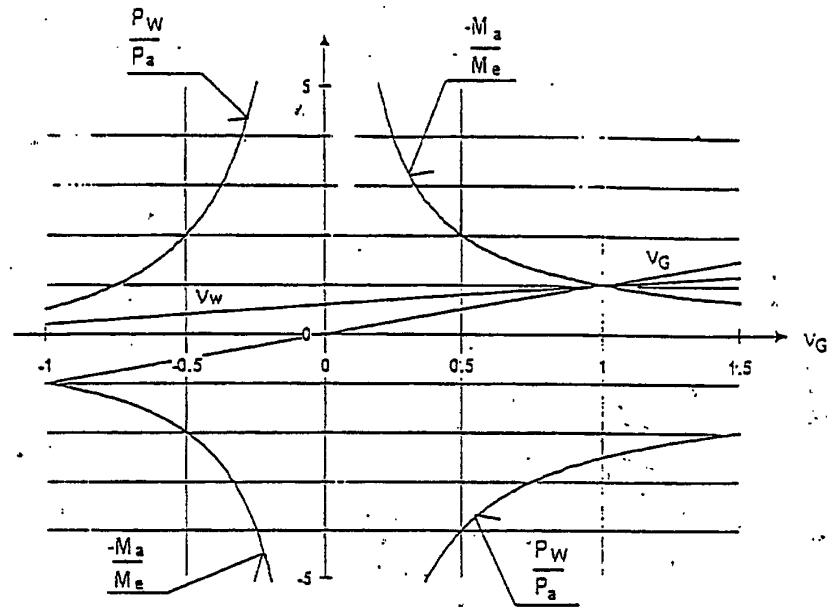


Bild 3.21

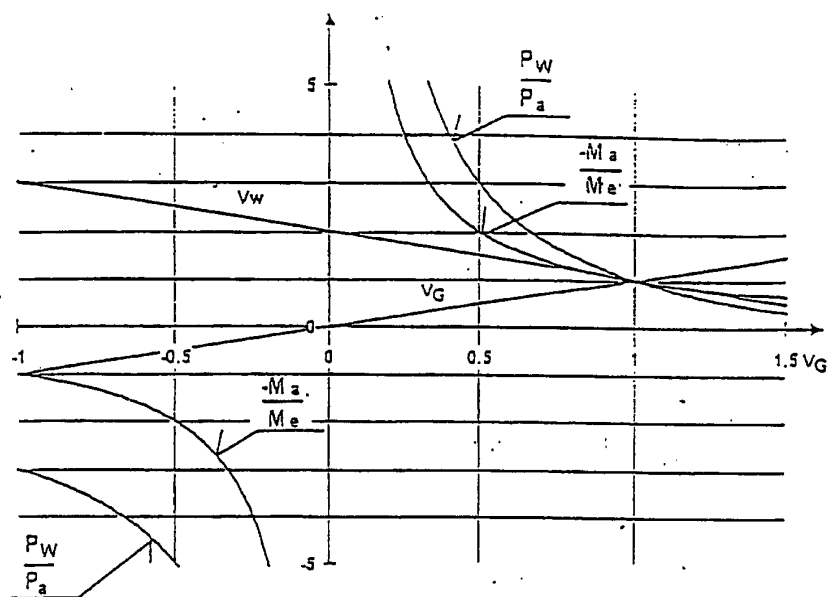


Bild 3.22

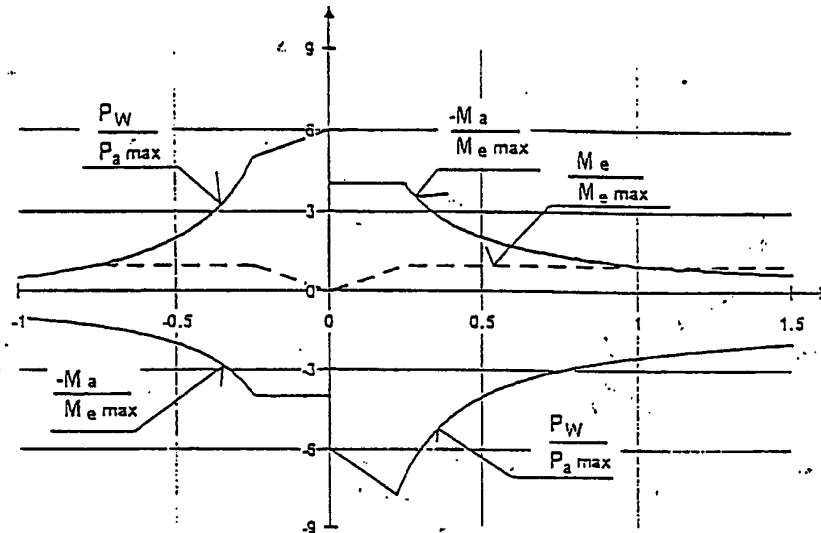


Bild 3.23

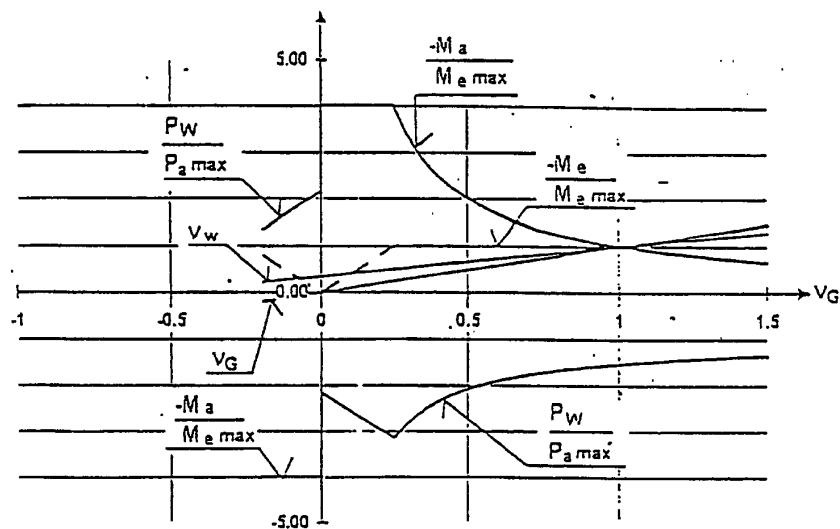


Bild 3.24

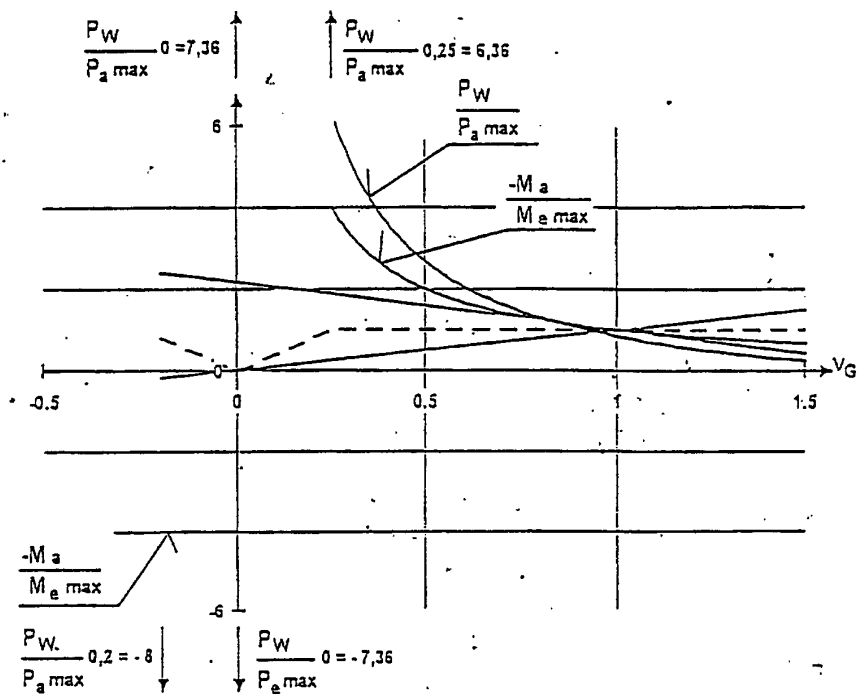


Bild 3.25

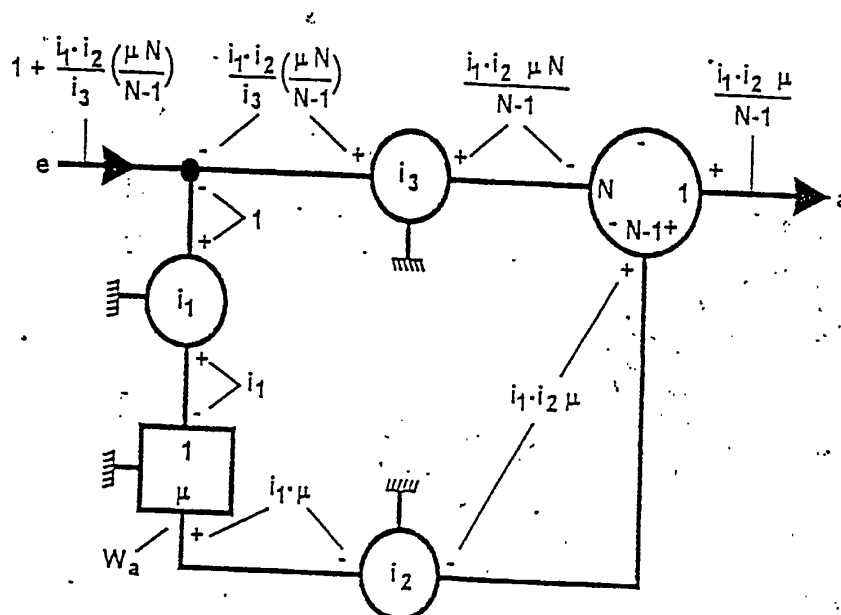


Bild 3.26

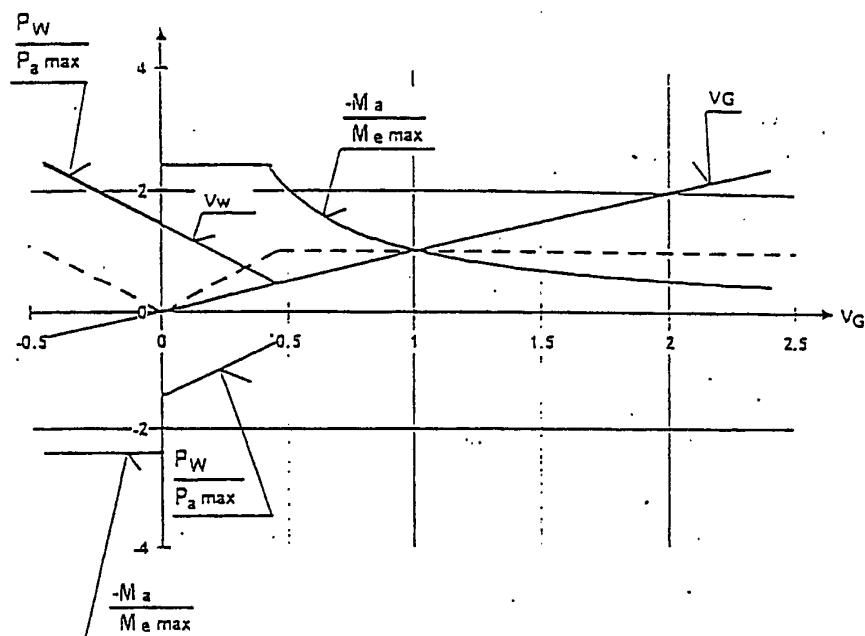


Bild 3.27

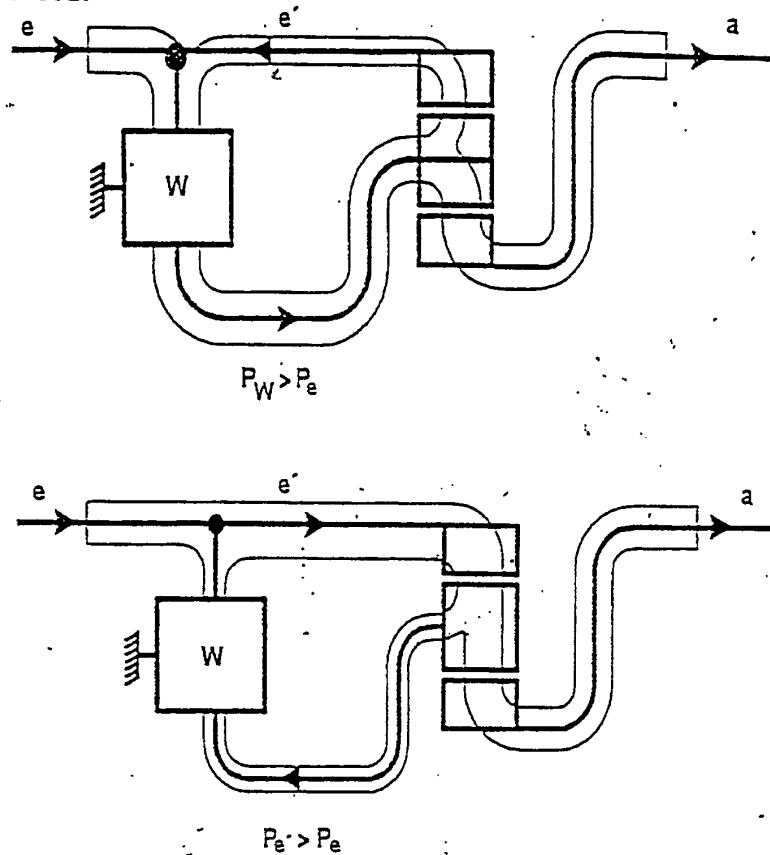
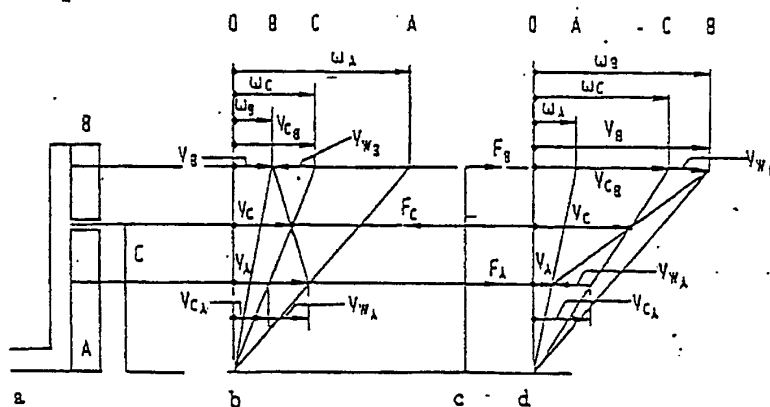


Bild 3.28



Leistungen in Planetensätzen (verlustfrei). a) Getriebschema, Planetensatz; b) Kutzbach-Plan für den Fall $\omega_A > \omega_C$; c) Kräfteplan; d) Kutzbach-Plan für den Fall $\omega_A < \omega_C$.
 $(V_W)_A$ Wälzgeschwindigkeit am Eingriff A, $(V_W)_B$ Wälzgeschwindigkeit am Eingriff B, P_Z Leistung am Zahneingriff Z, P_{WZ} Wälzleistung am Zahneingriff Z, P_{CZ} Stegleistung (Kupplungsleistung) am Zahneingriff Z, (+) kennzeichnet Eingangsleistung, (-) kennzeichnet Ausgangsleistung.
 Fließrichtung (Vorzeichen) der Leistung P ergibt sich als Produkt der Wirkrichtungen (Vorzeichen) von Geschwindigkeit V und Kraft F ; $P = \pm VF$

Bild 4.1

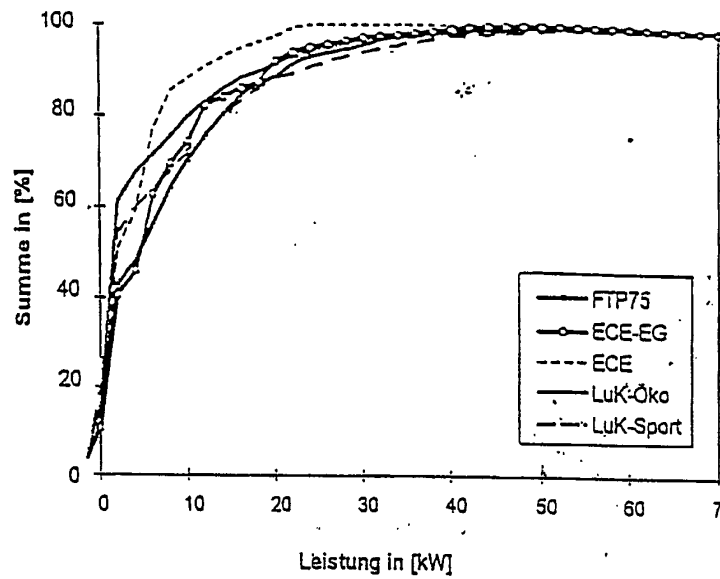


Bild 4.2

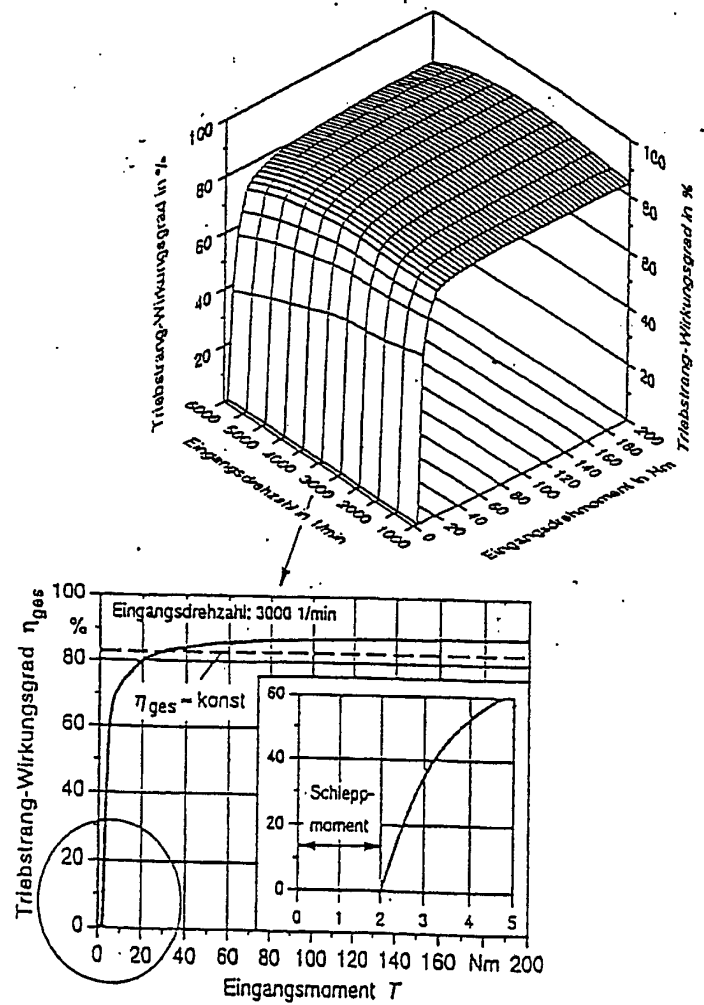


Bild 4.3

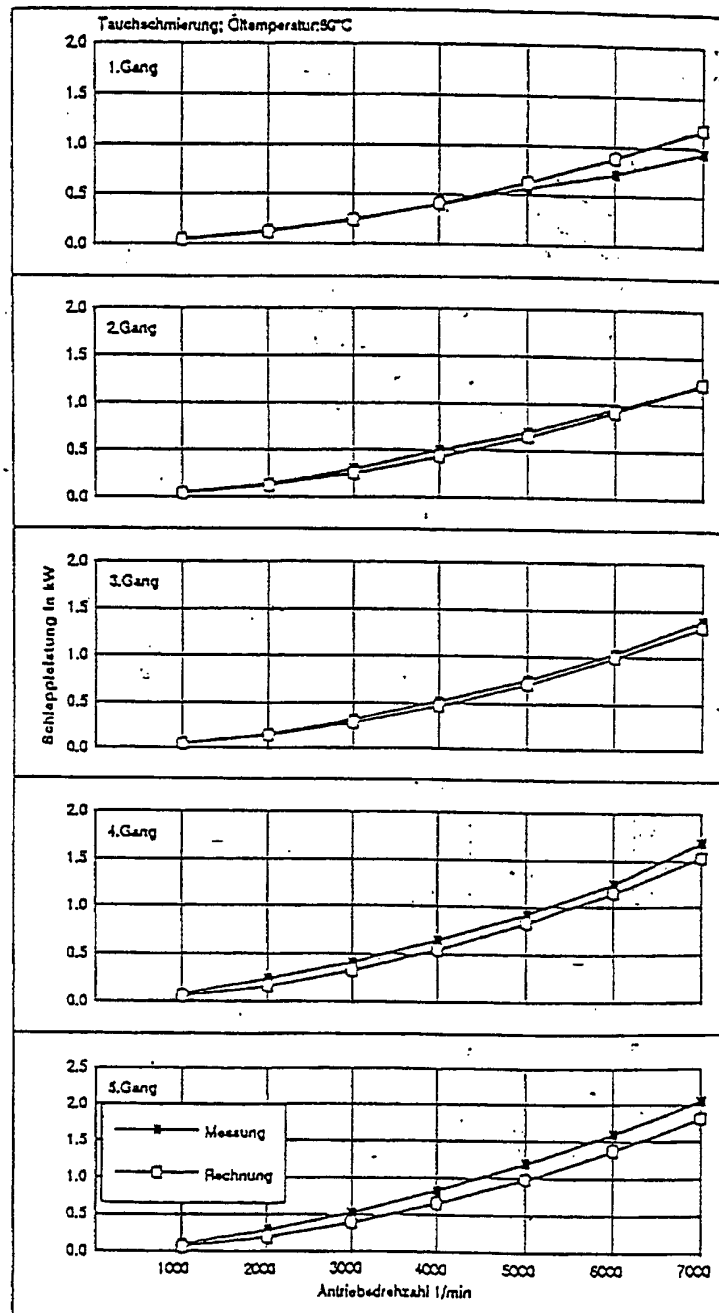


Bild 4.4

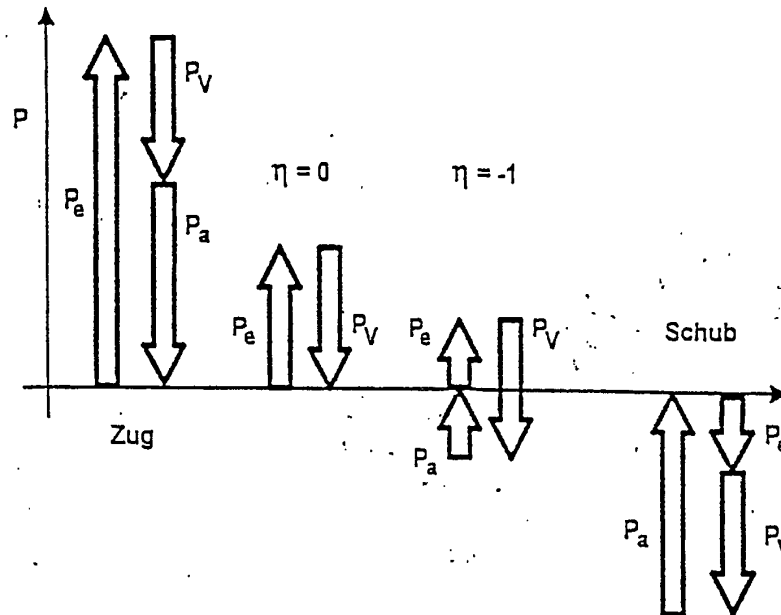


Bild 4.5

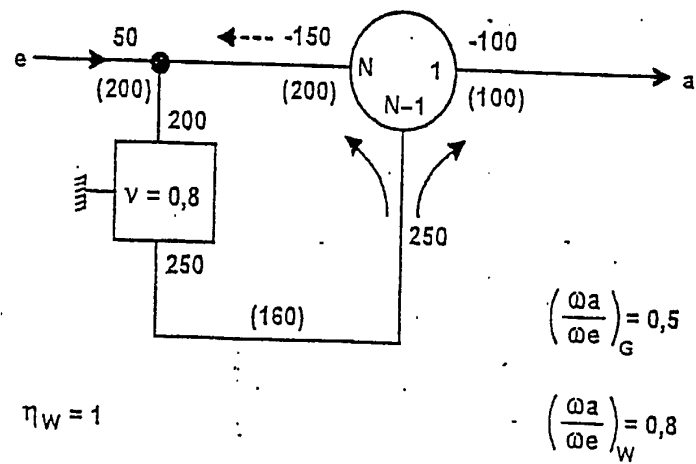
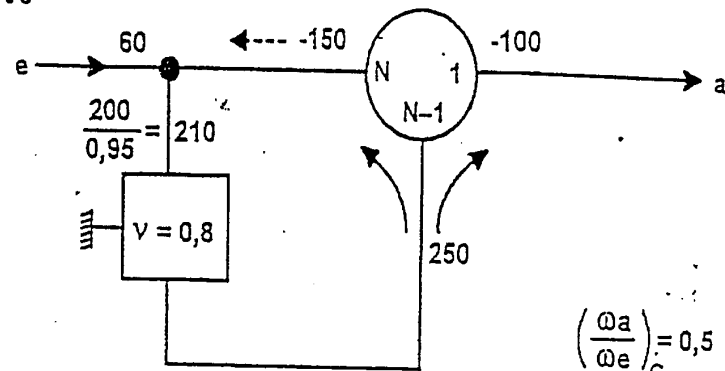


Bild 4.6

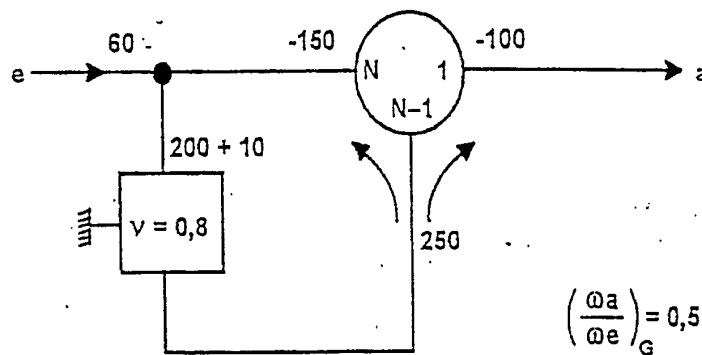


$$\eta_w = 0,95 \text{ (konst)}$$

$$\eta_G = \frac{100}{2.60} = 0,83$$

$$\left(\frac{\omega_a}{\omega_e}\right)_w = 0,8$$

Bild 4.7



$$M_{v(250)} = 10 \text{ Nm}$$

$$\eta_a = 0,83$$

$$M_{v(125)} = 3 \text{ Nm}$$

$$\eta_a = 0,89!$$

$$\left(\frac{\omega_a}{\omega_e}\right)_w = 0,8$$

Bild 4.8

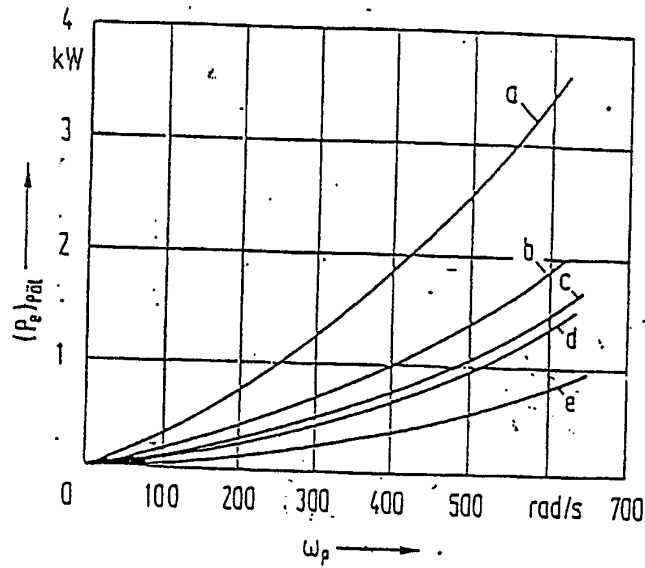


Bild 4.9

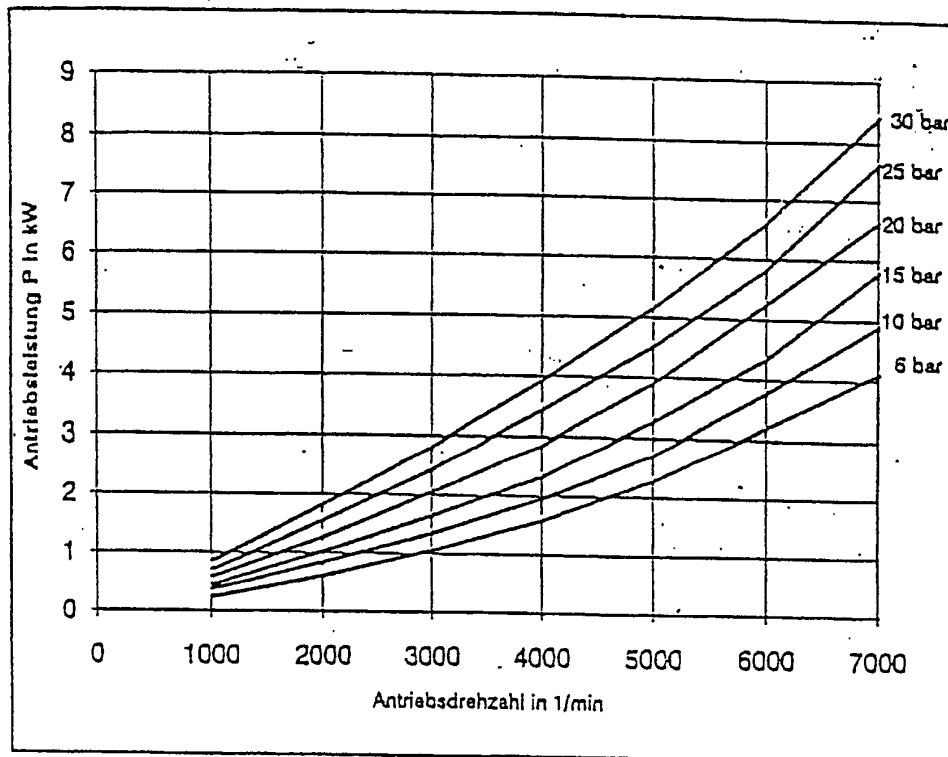


Bild 4.10

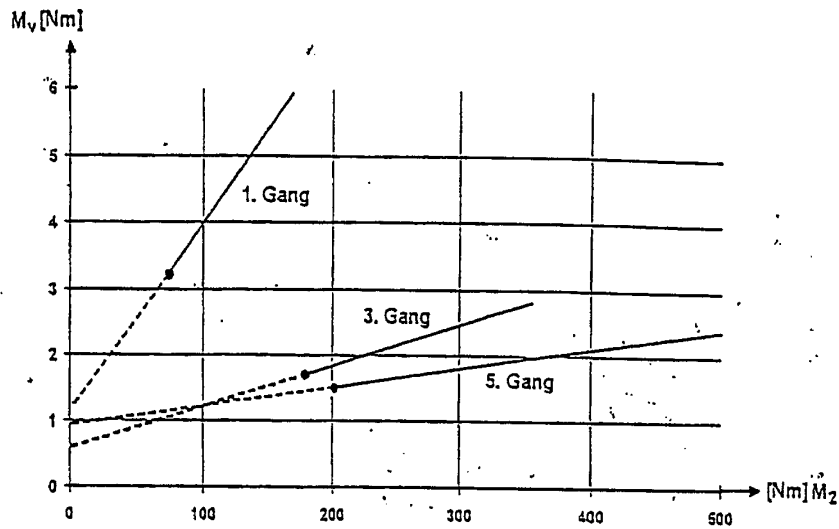


Bild 4.11

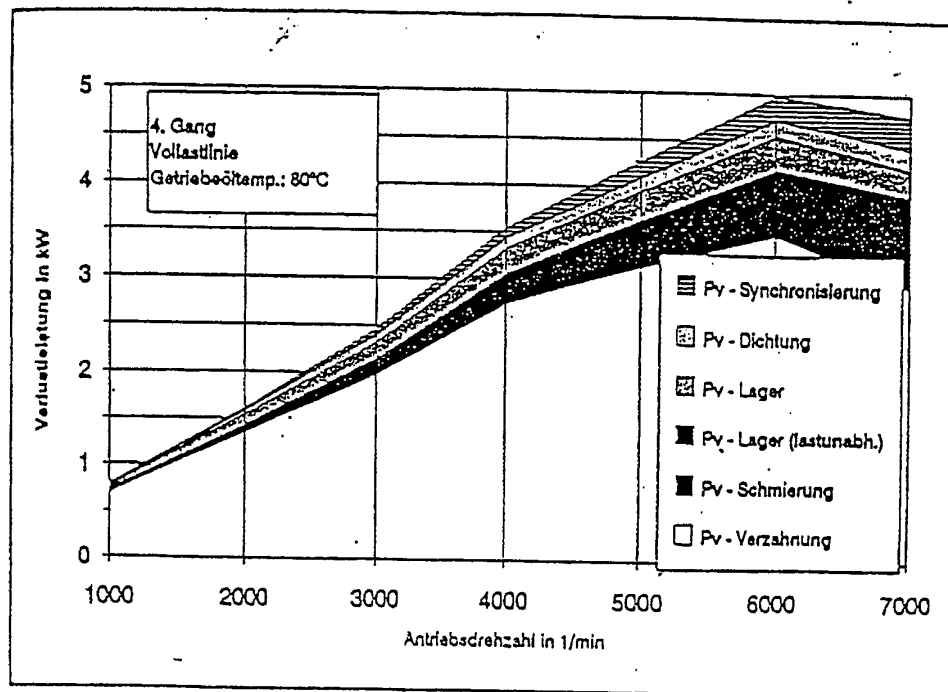


Bild 4.12

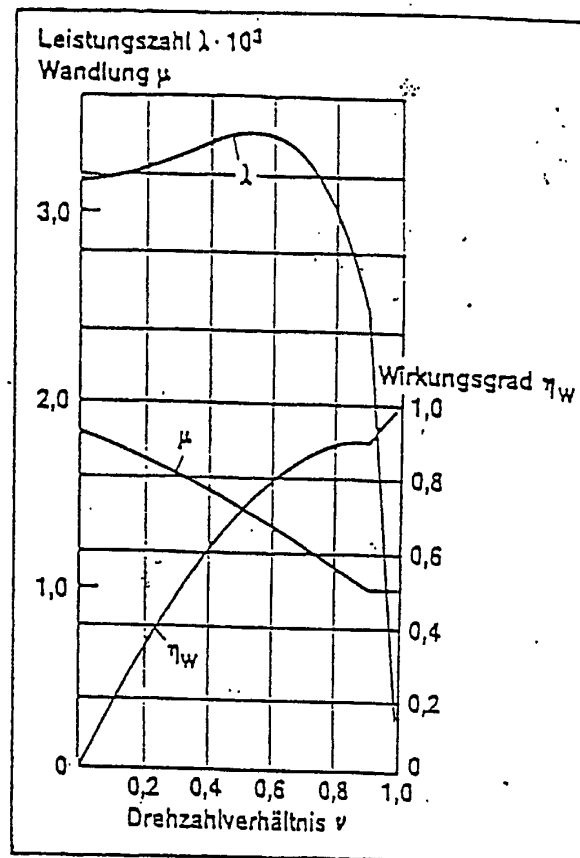
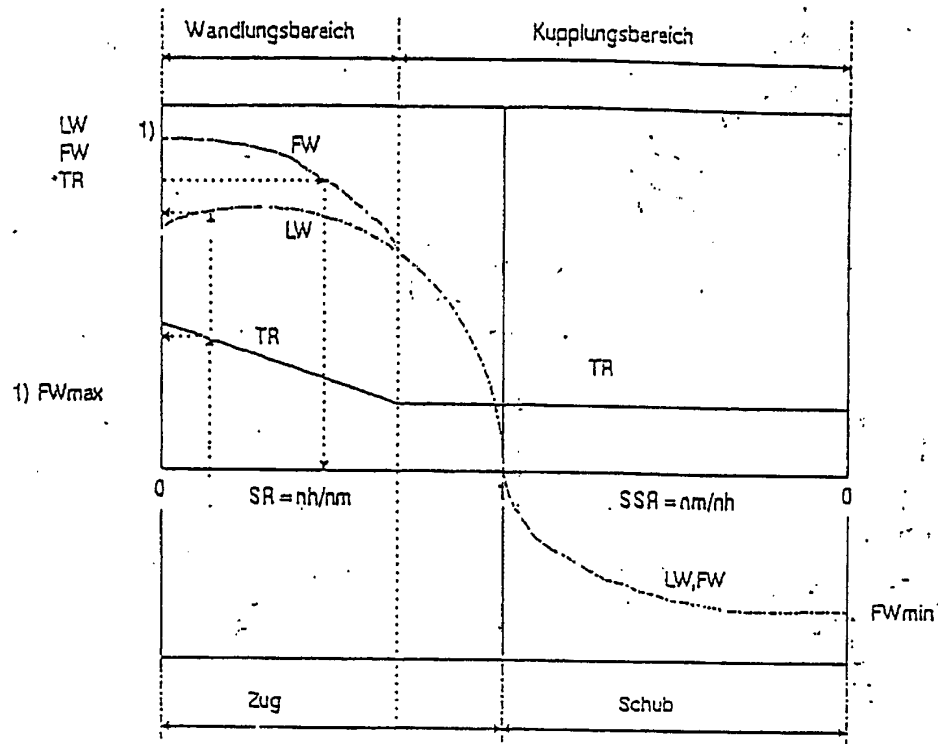


Bild 4.13

Stationäres Wandlerkennfeld

$$M_{pw} = LW \cdot nm^2$$

$$M_{hw} = M_{pw} \cdot TR$$

$$FW = M_{hw} / nm^2 \quad \text{und} \quad FW = LW \cdot TR$$

Anmerkung: SR und SSR gemeinsam werden mit SRX bezeichnet

Bild 4.14

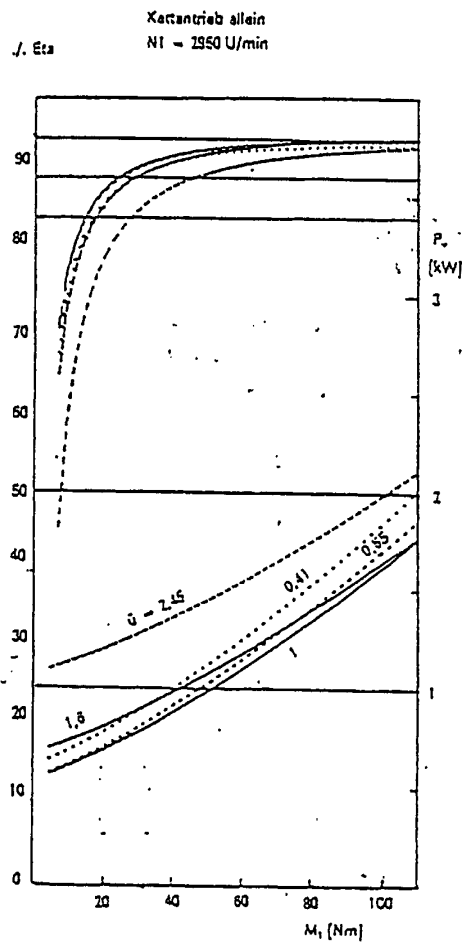


Bild 4.15

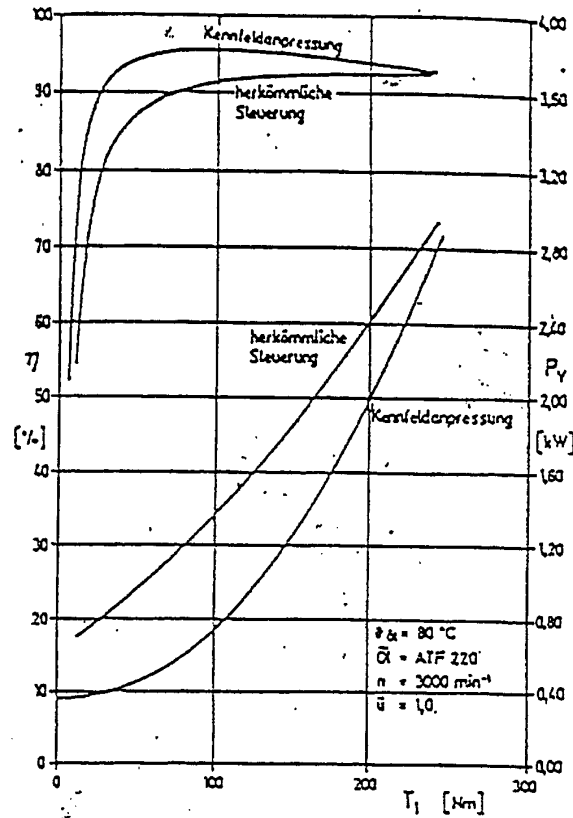


Bild 4.16

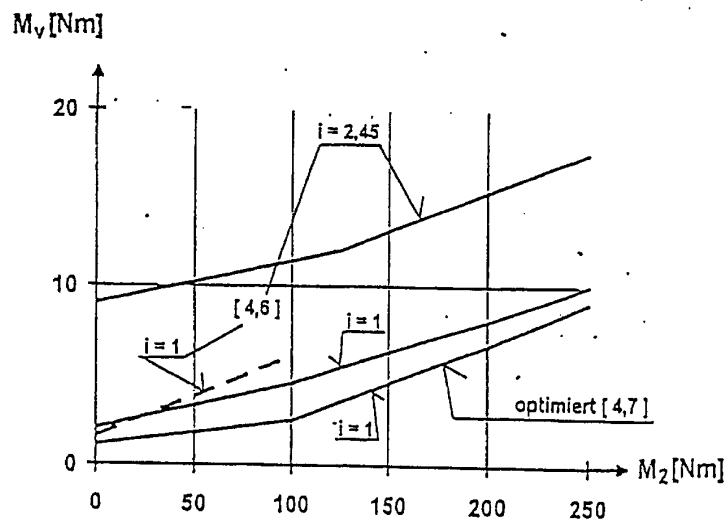


Bild 4.17

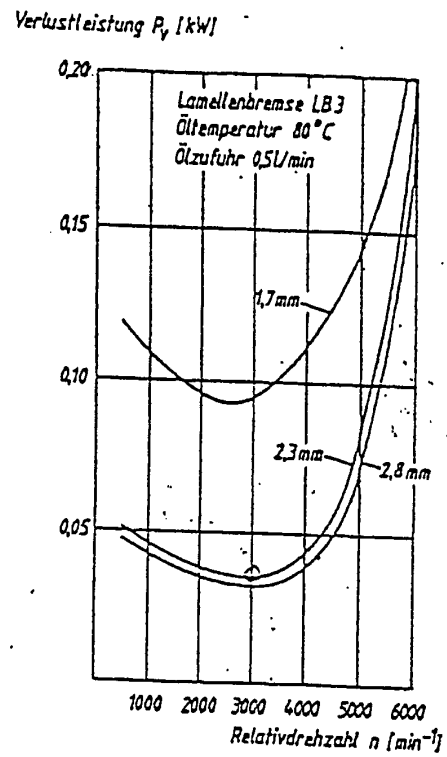
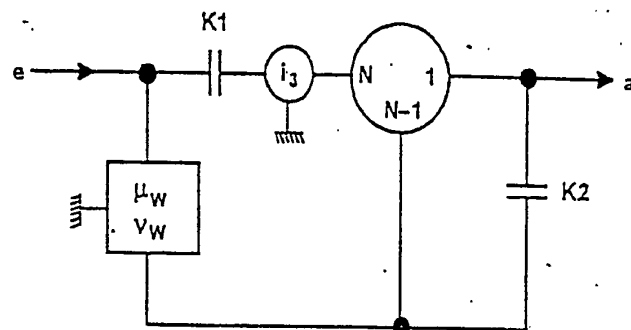


Bild 4.18



Wandler: $v_{W1} = 2,4$, $v_{W2} = 0,45$, $i_3 = 2,22$

Getriebe: $v_{G1} = -0,45$, $v_{G2} = 0,45$

→ $N = 1,46$

Bild 4.19

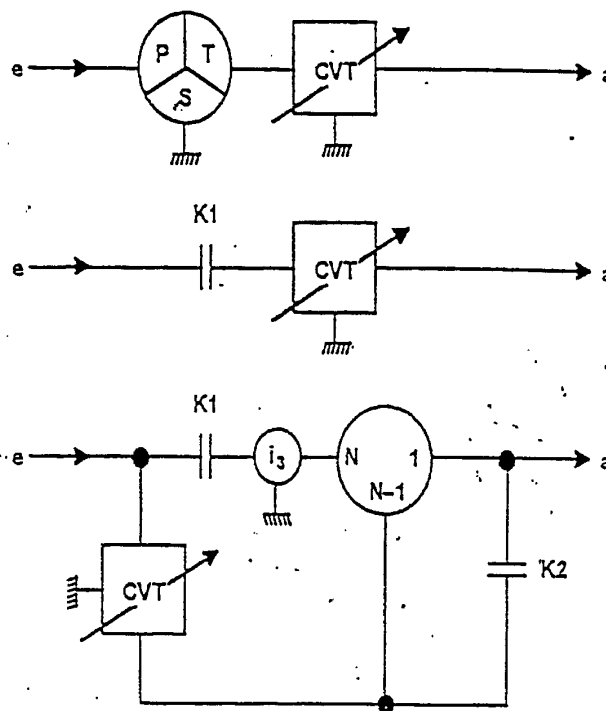


Bild 4.20

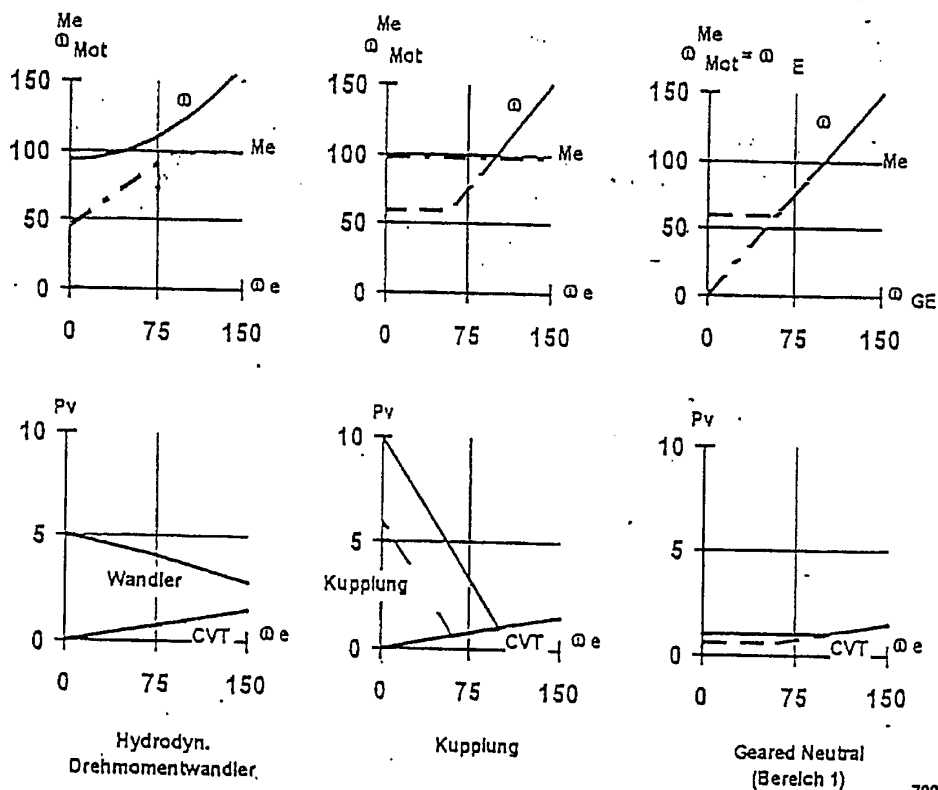


Bild 5.1

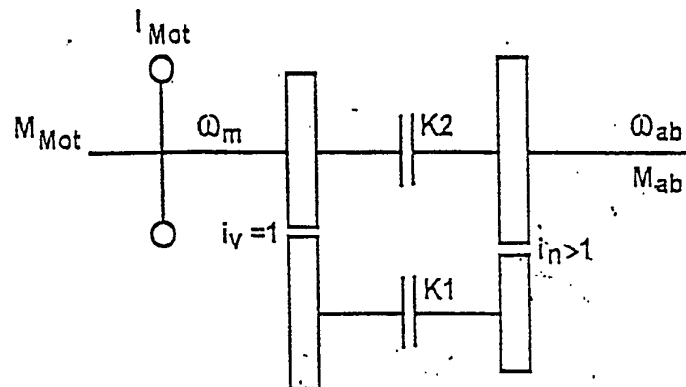


Bild 5.2

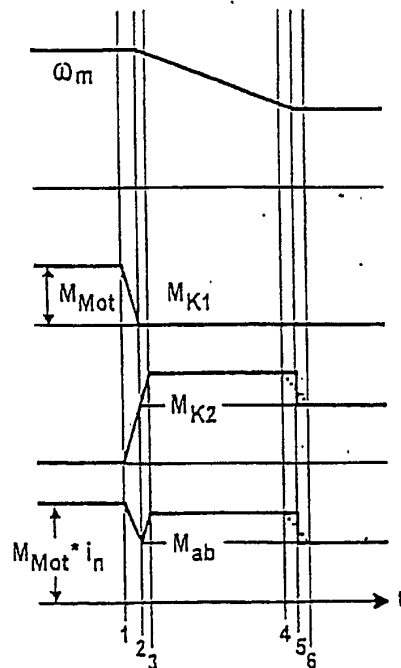


Bild 5.3

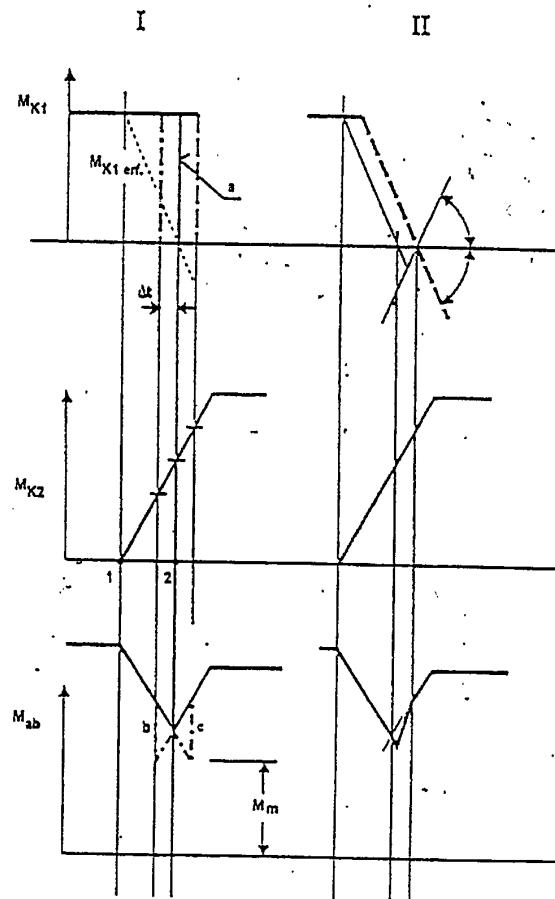


Bild 5.4

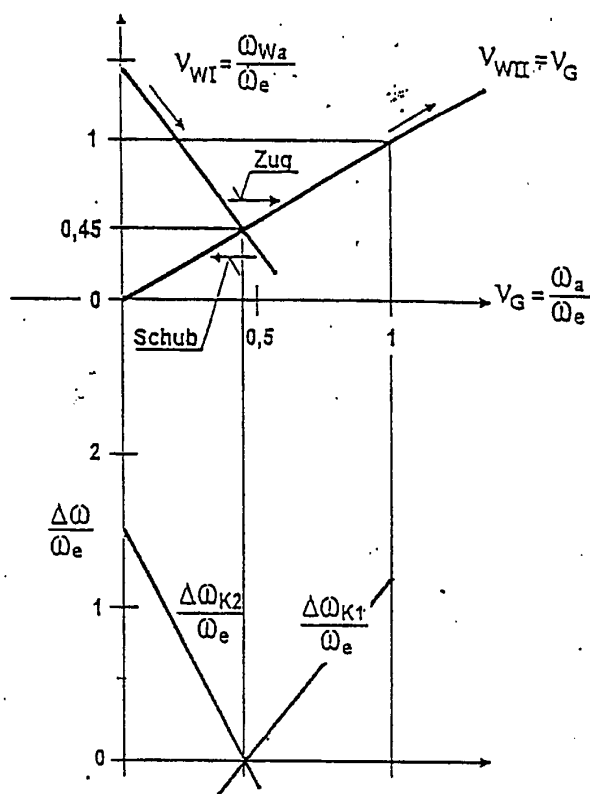


Bild 5.5

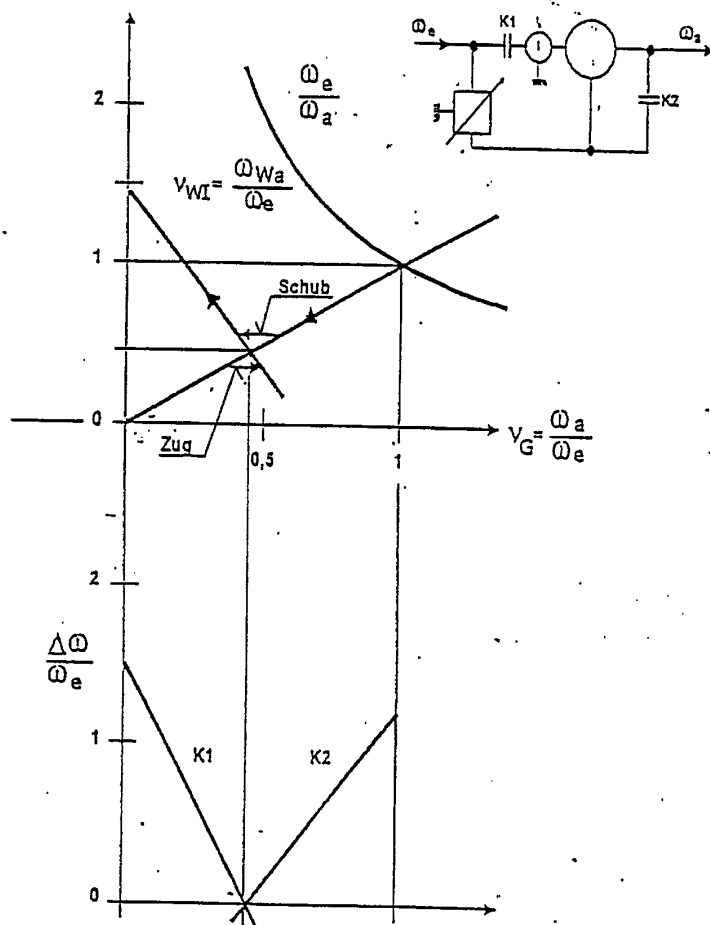


Bild 6.1

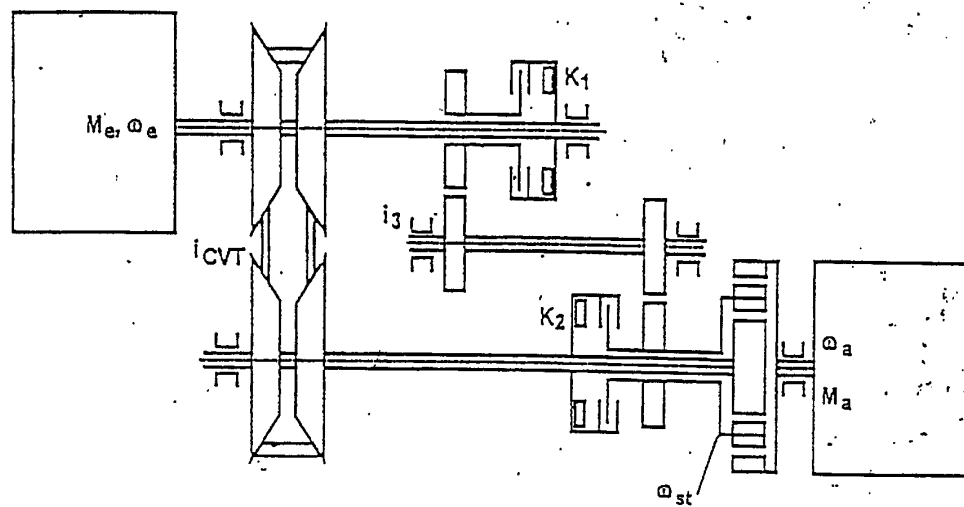


Bild 6.2

Messung 1

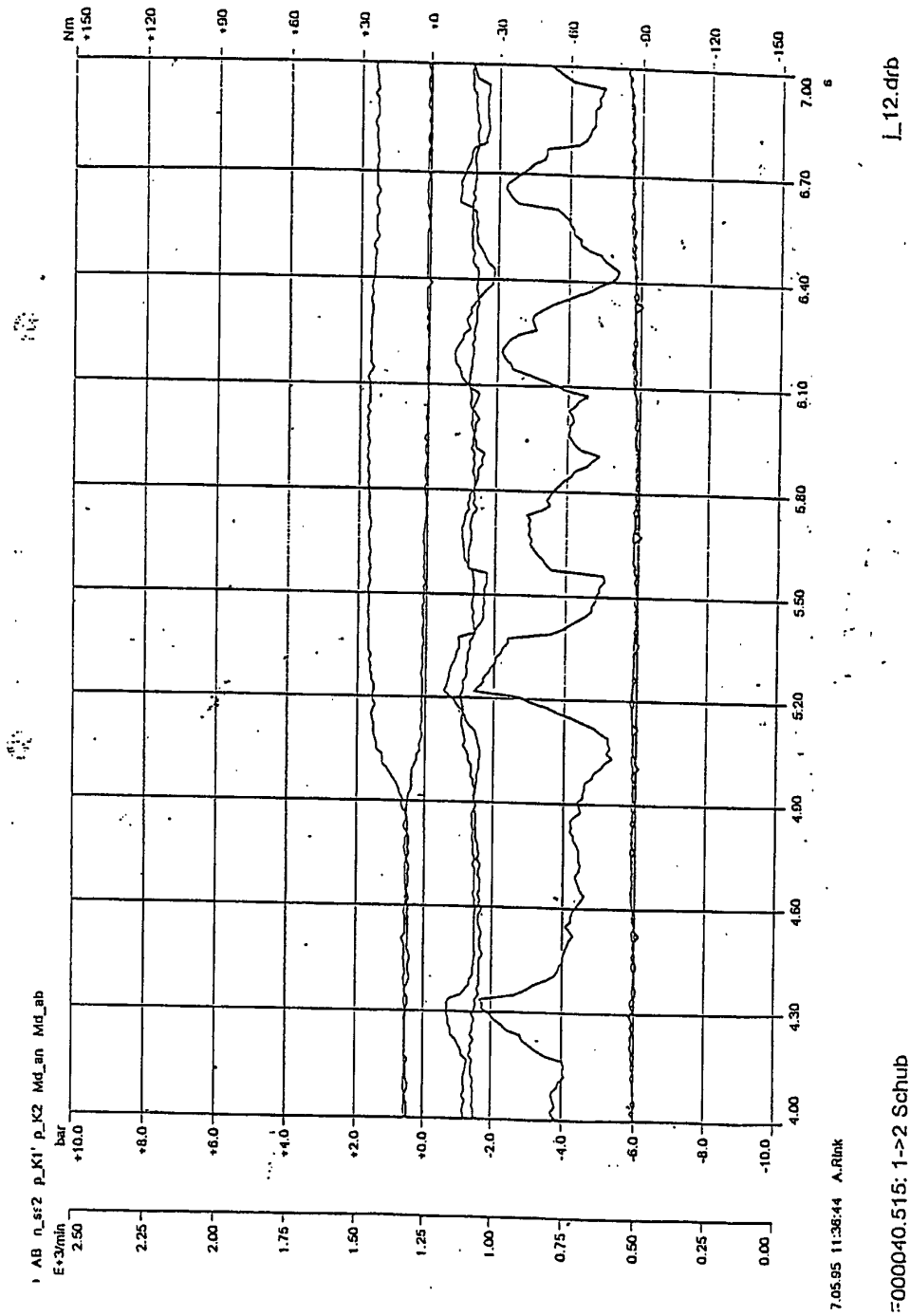
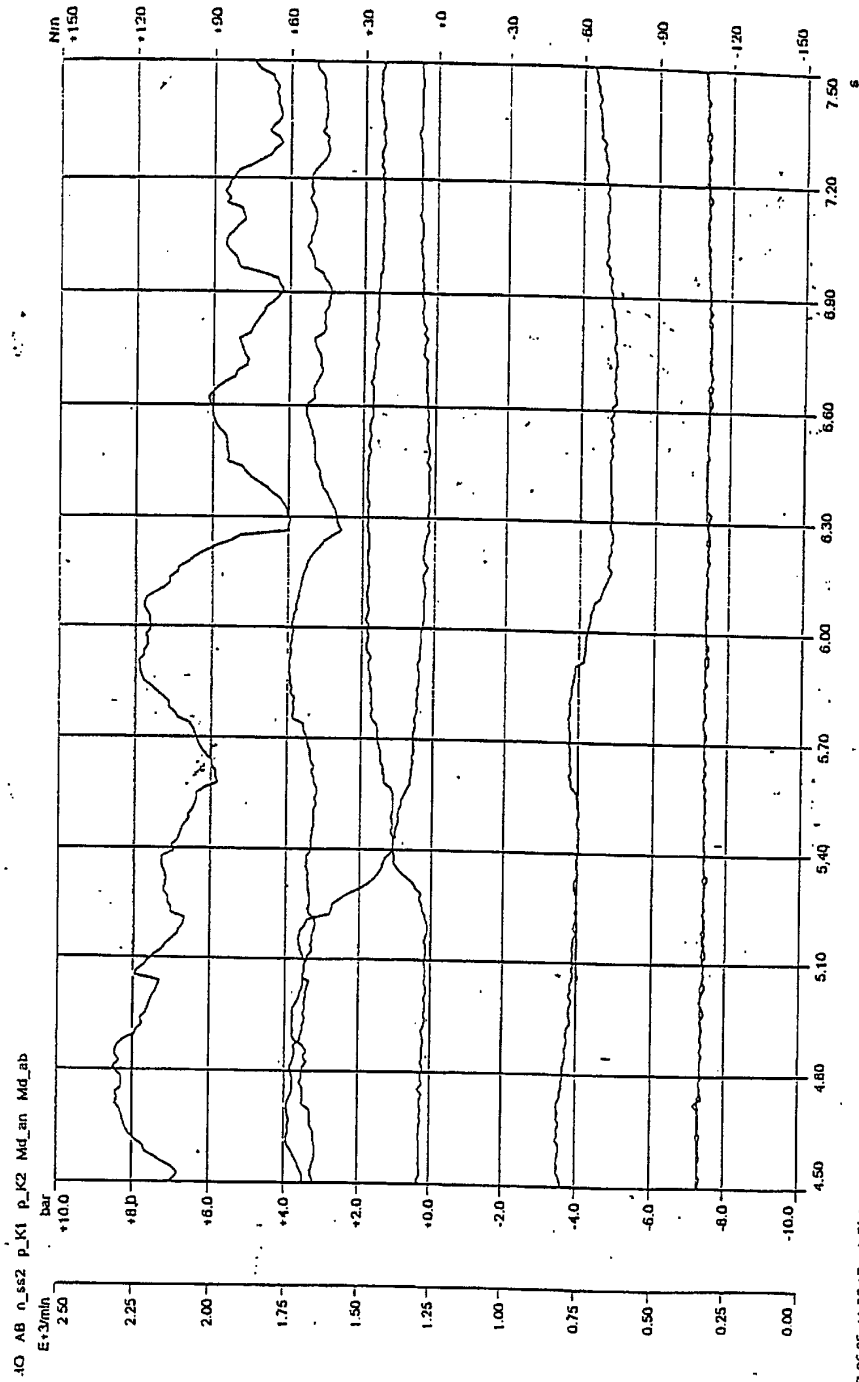


Bild 6.3

Messung 2



17.05.05 11:36:17 A.Rink

F000030:515: 2->1 bei Teillast

l_11.drb

Bild 6.4

Messung 3

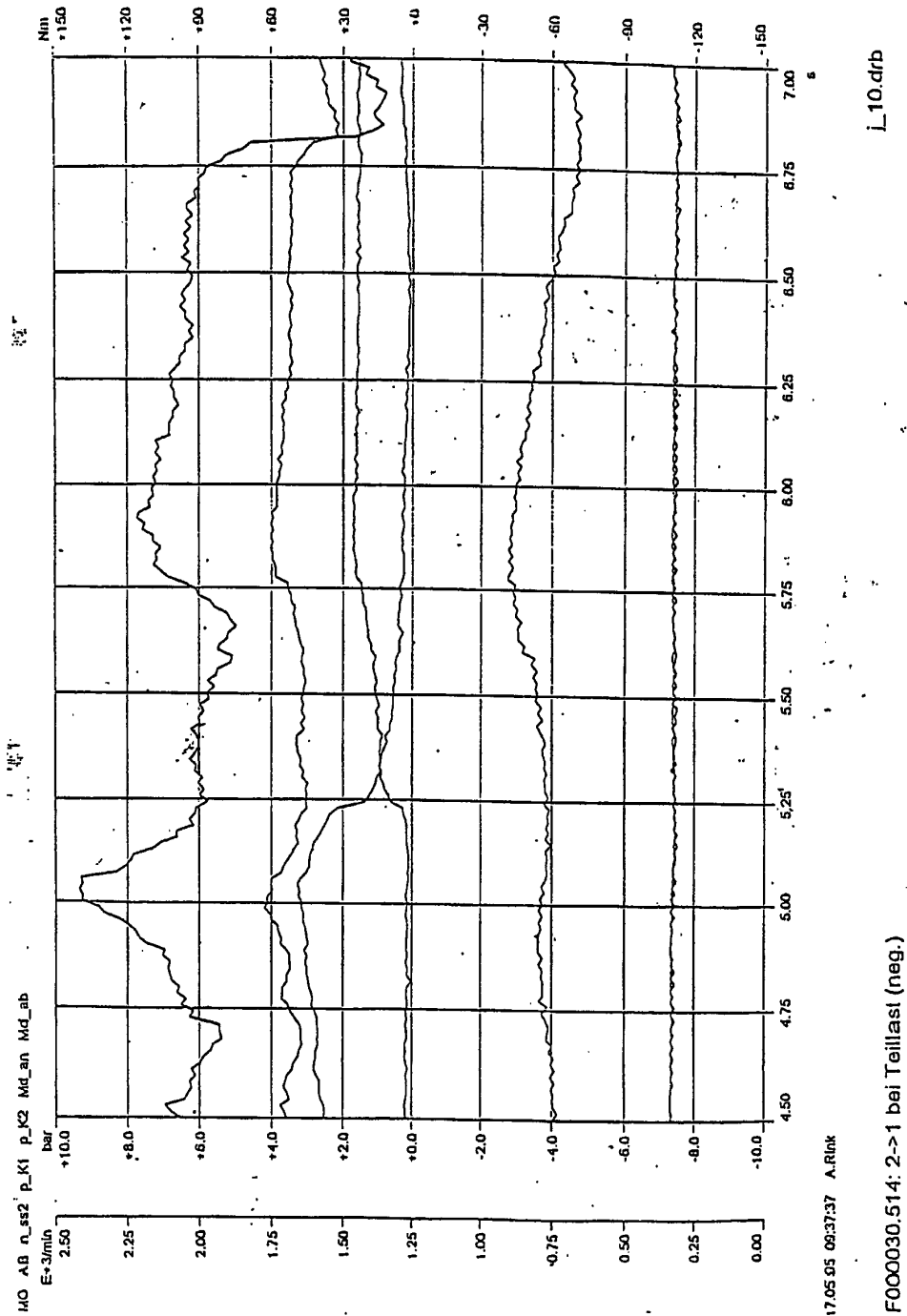
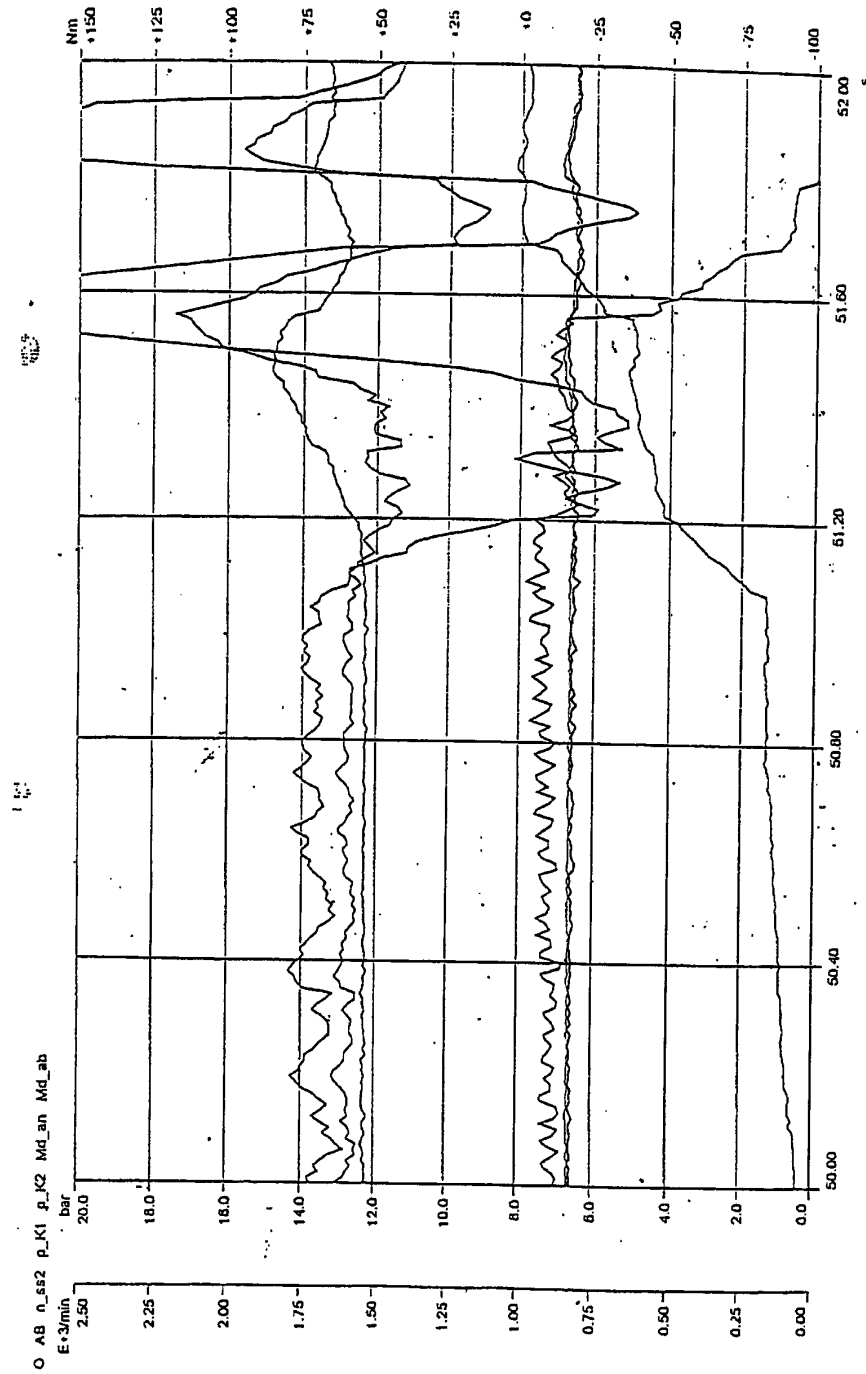


Bild 6.5

Messung 4



22.05.95 15:24:59 A.Rink

F000010.55B: 1->2 (zu positiv)

i_15.drb

Bild 6.6

Messung 5

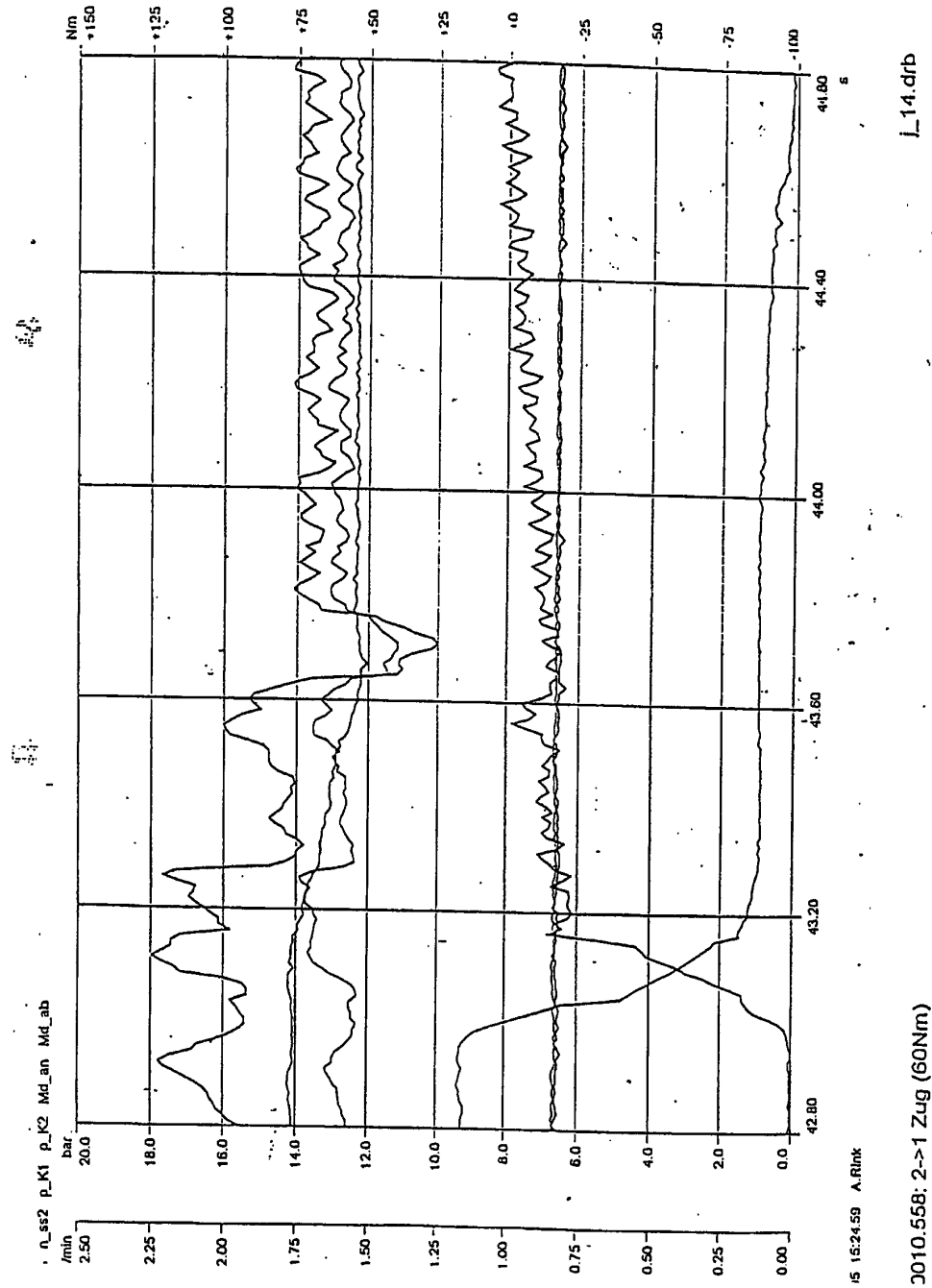


Bild 6.7

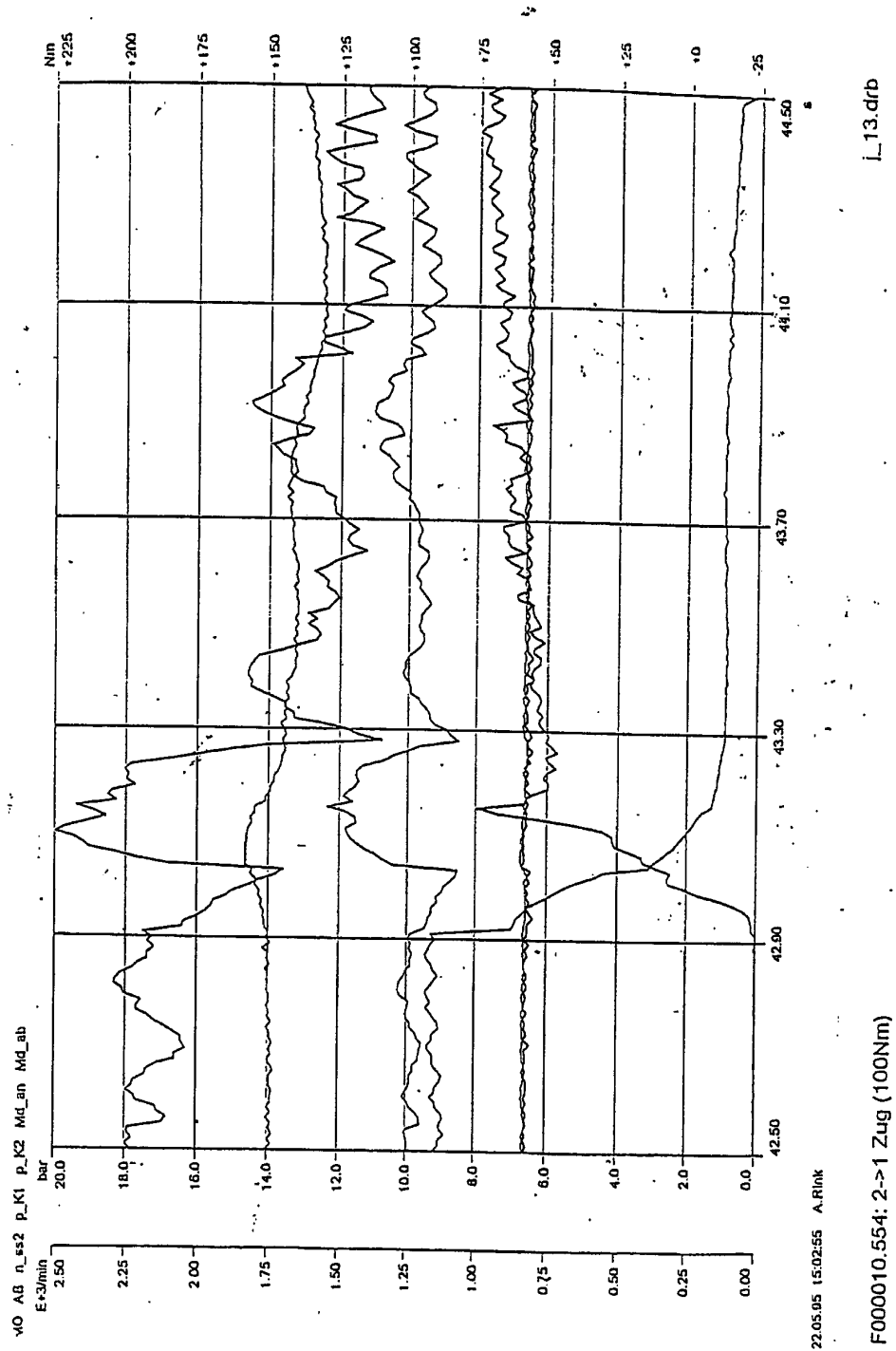


Bild 6.8

Messung 7

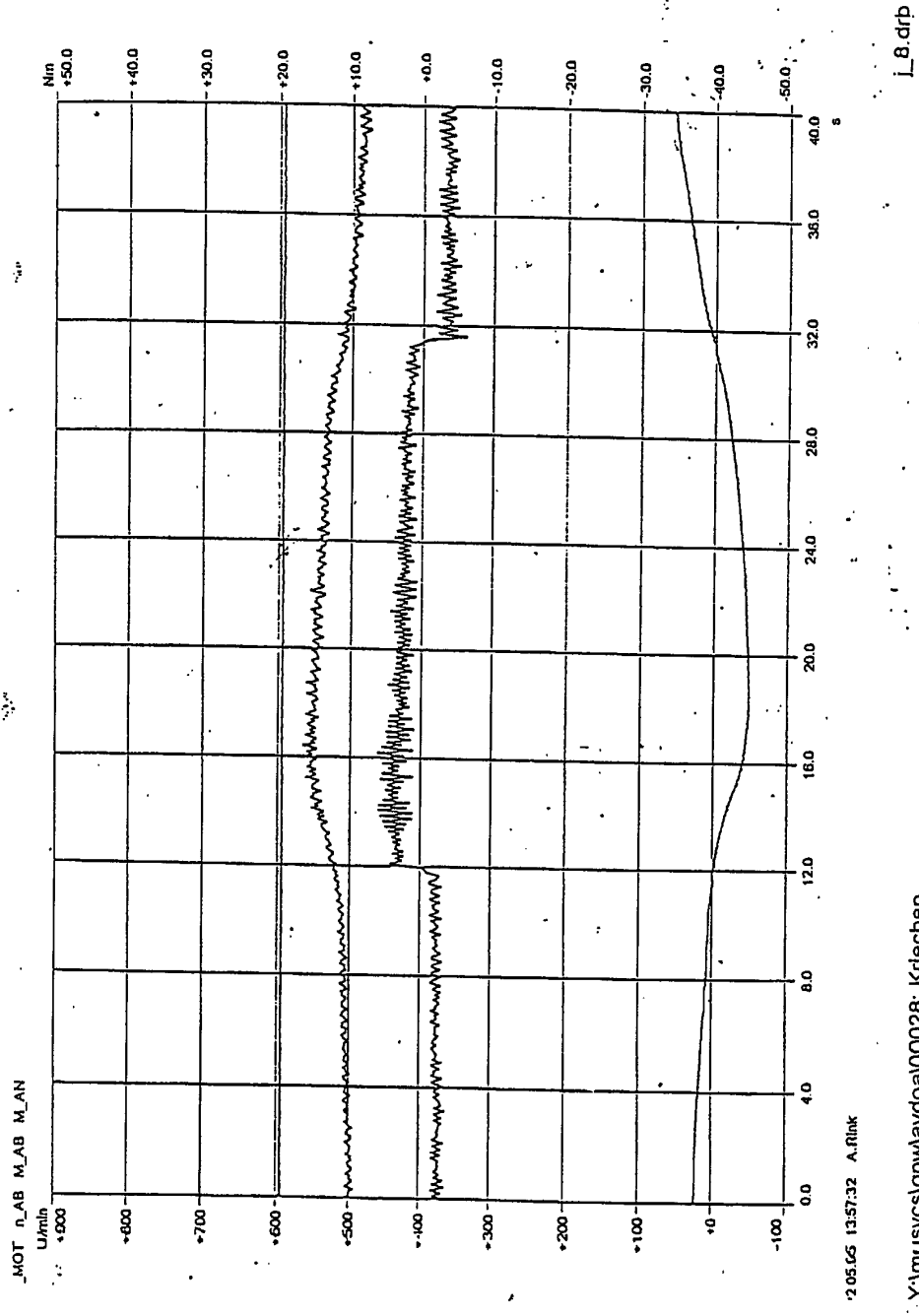
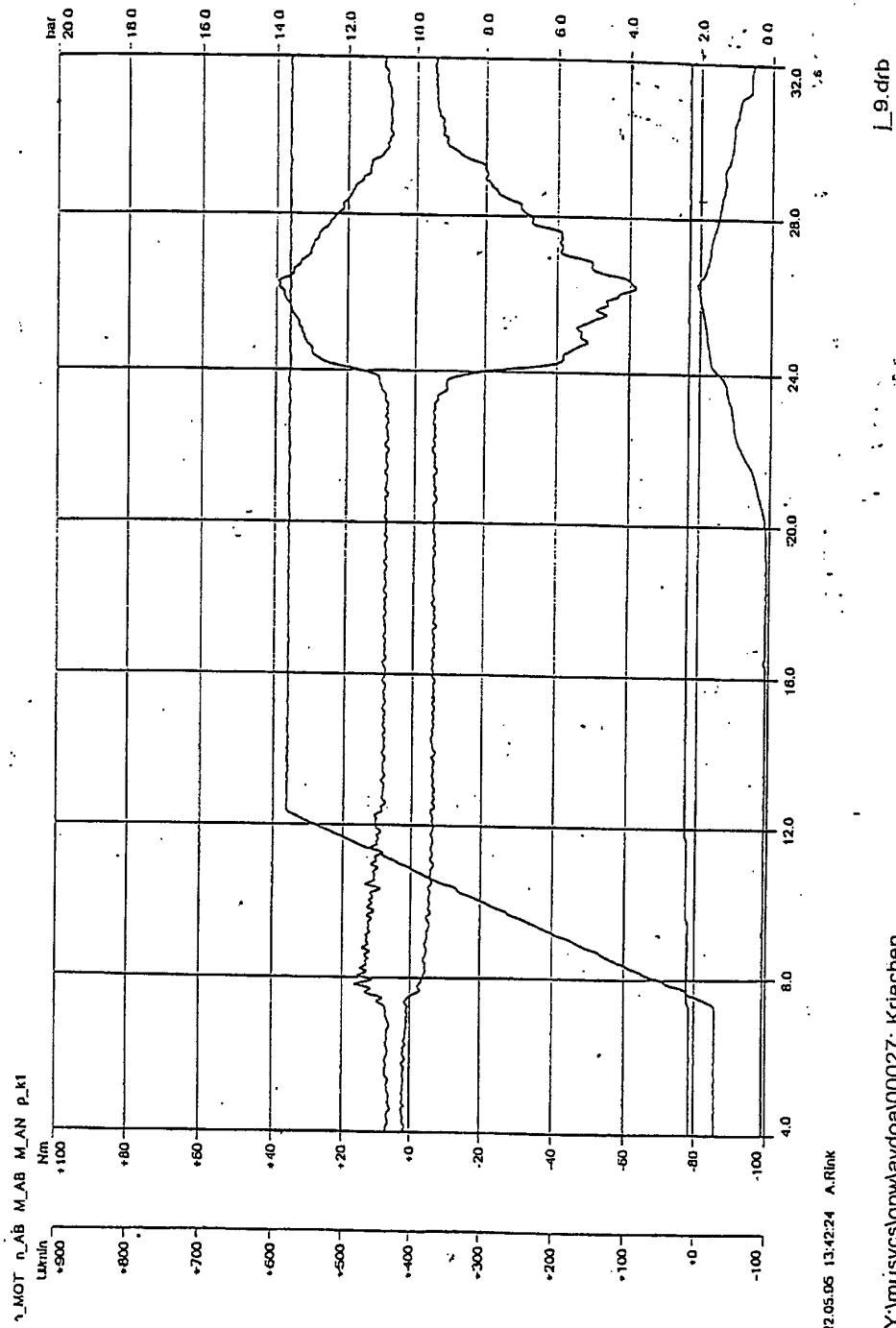


Bild 6.9

Messung 8



22.05.95 13:42:24 A.Rink

Y:\musys\lgp\laydoal\00027: Kriechen

Bild 7.1

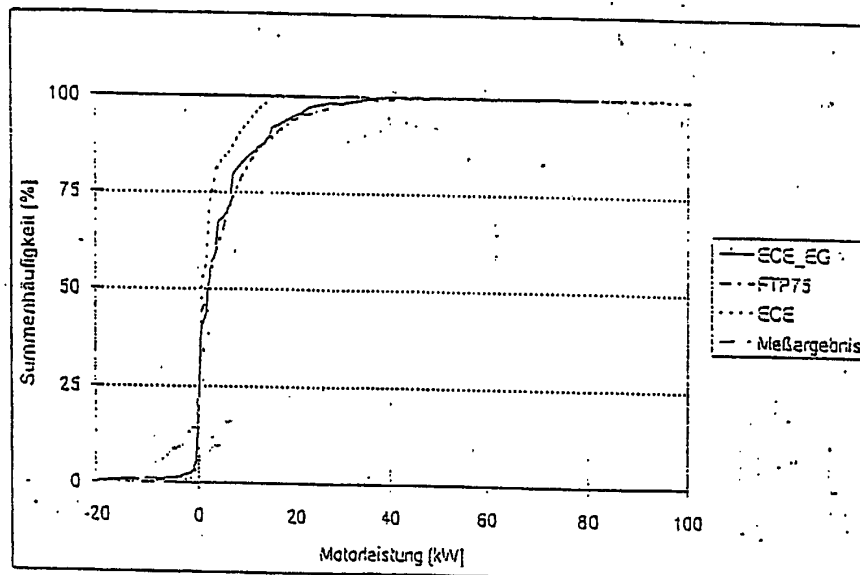


Bild 7.2

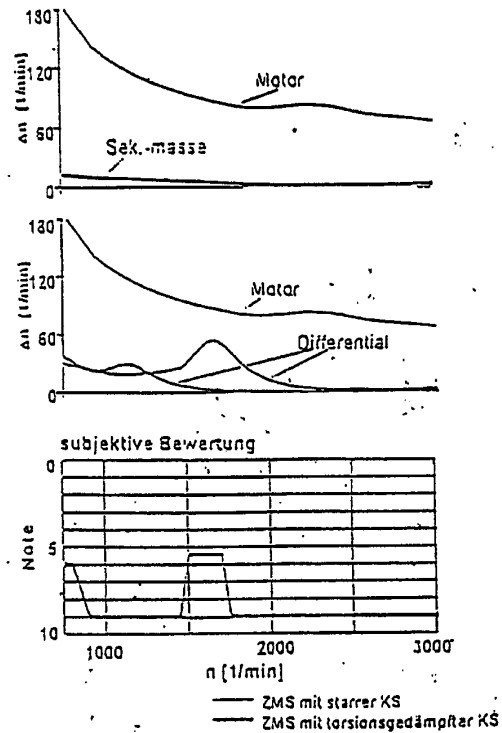
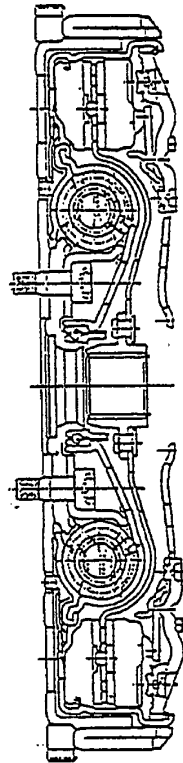
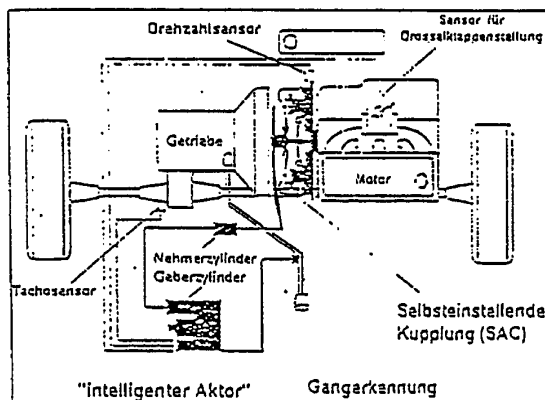


Bild 7.3



- Kostenunterschied < 150 OM
- Kompakter Bauraum
- Geringes Zusatzgewicht (< 2,5 kg)
- Minimaler Stromverbrauch

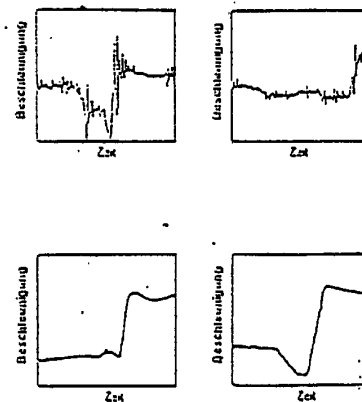


Bild 7.4

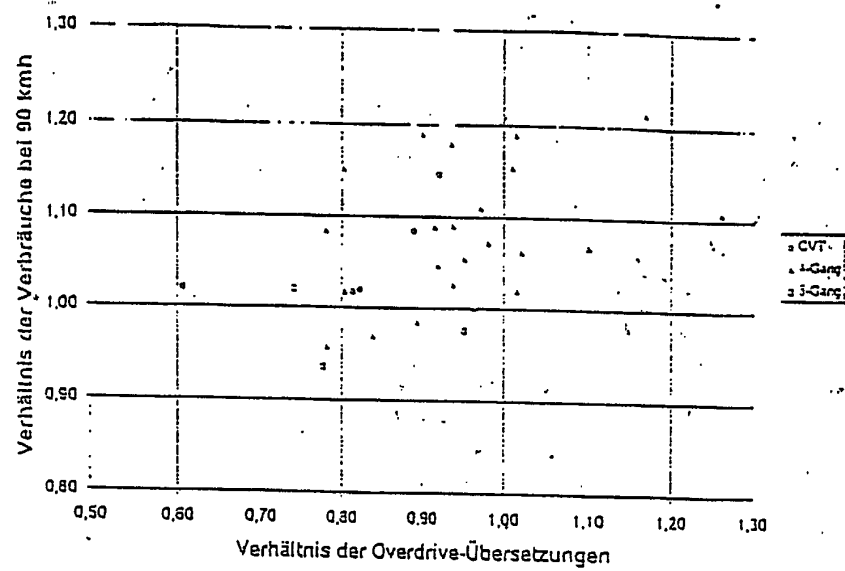


Bild 7.5

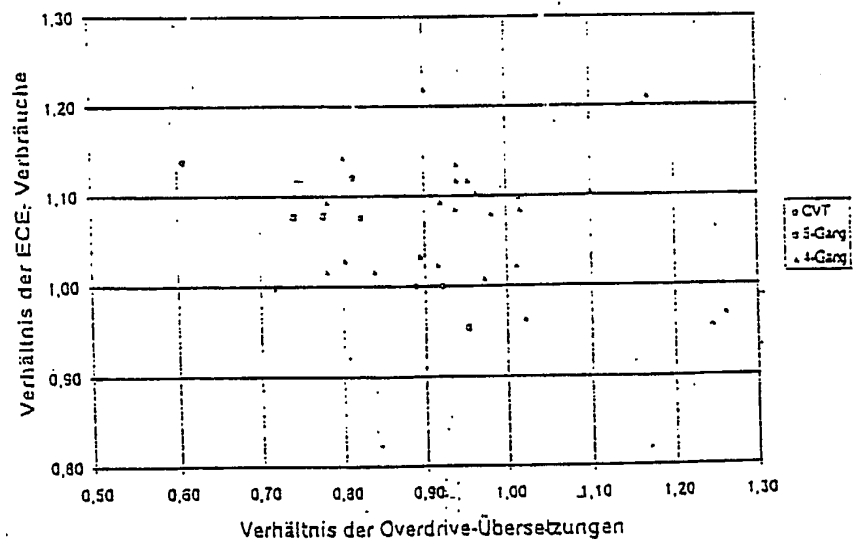


Bild 7.6

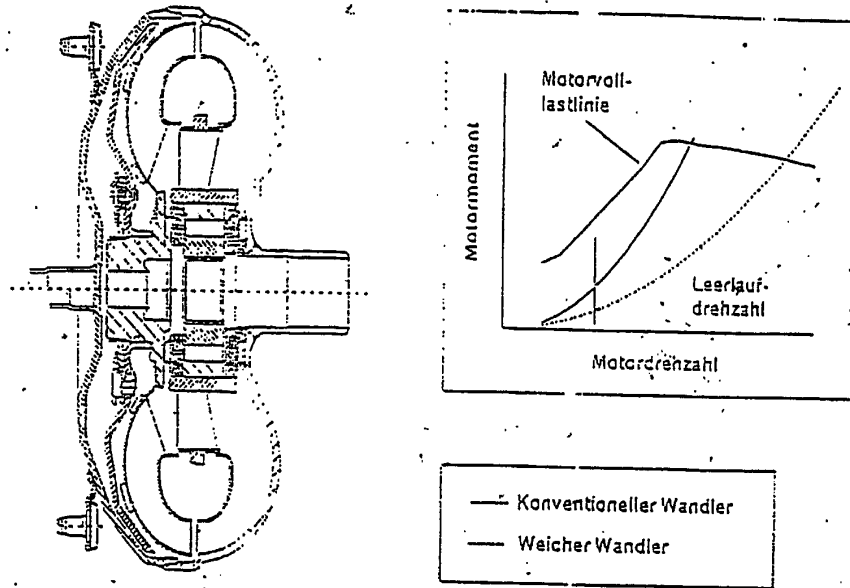


Bild 7.7

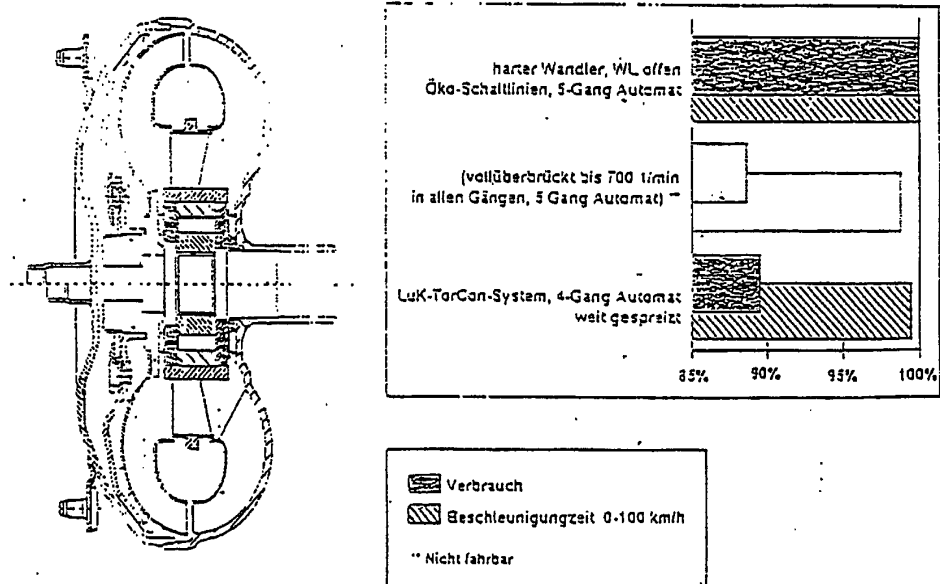


Bild 7.8

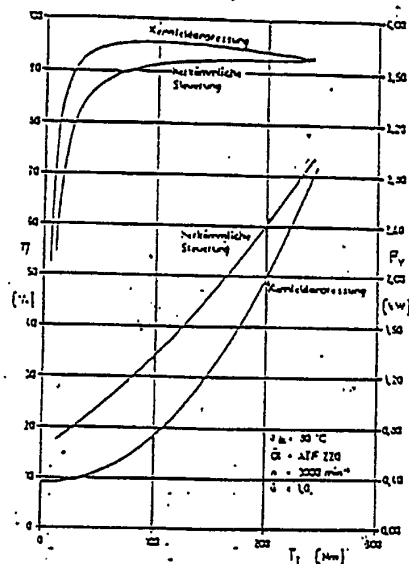
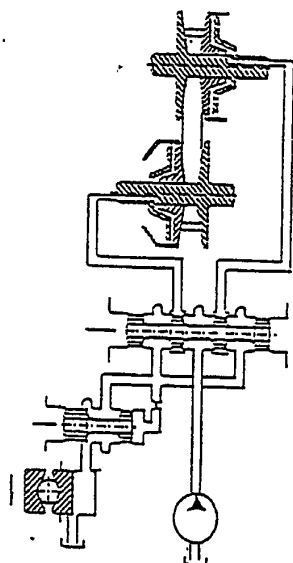


Bild 7.9

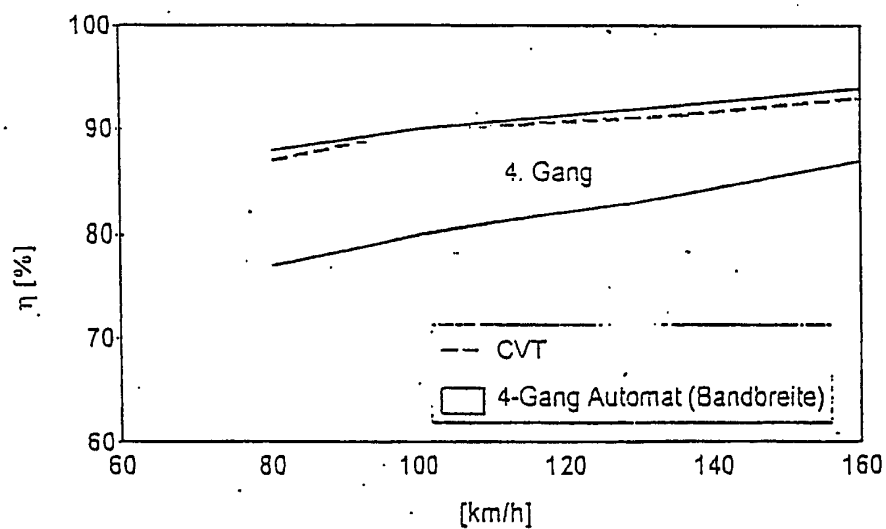


Bild 7.10

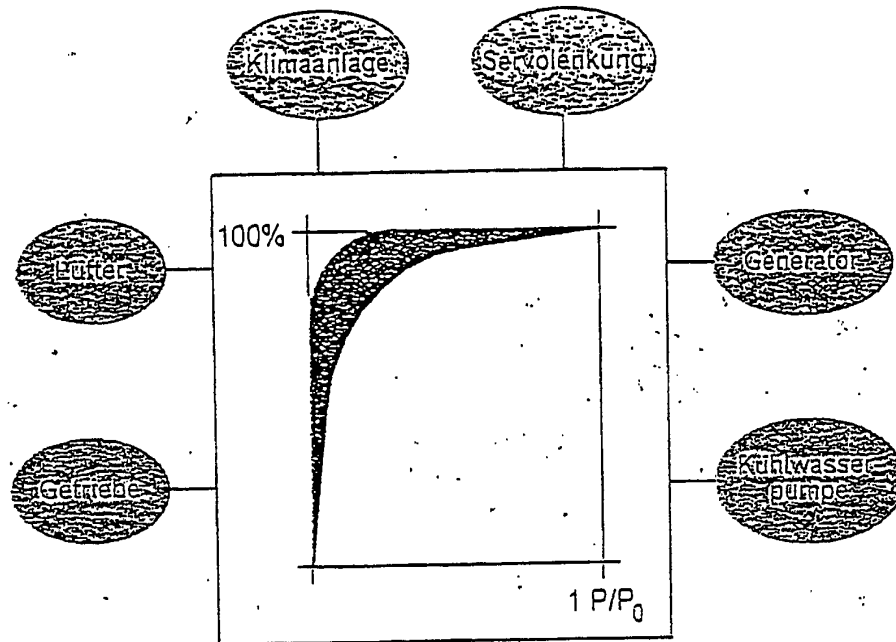


Bild 7.11

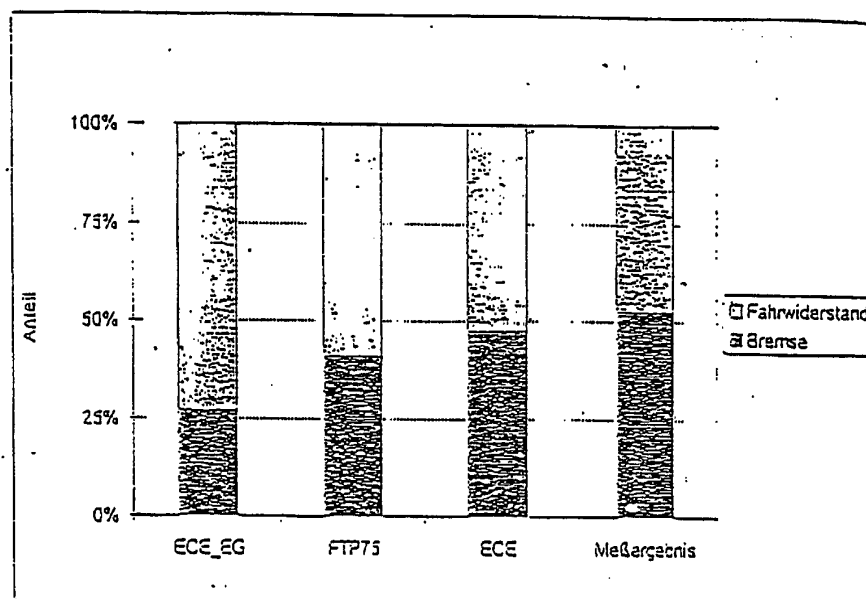


Bild 7.12

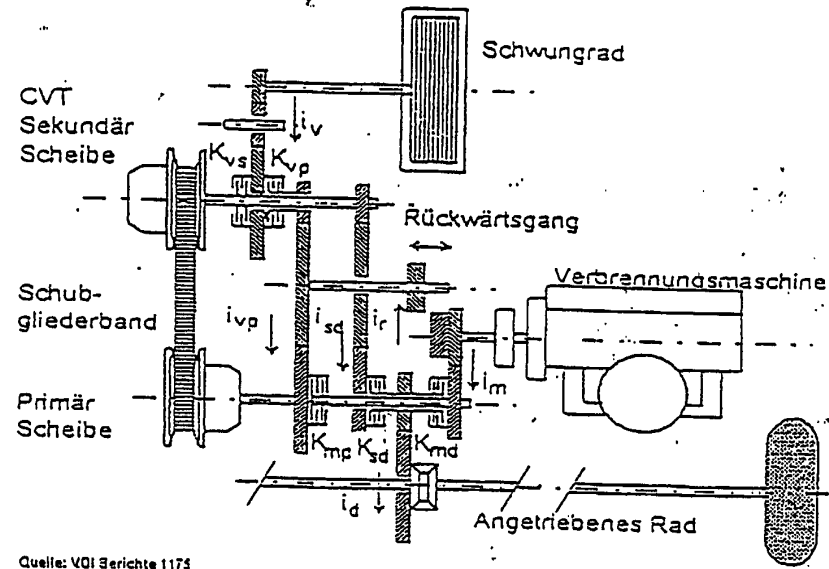


Bild 7.13

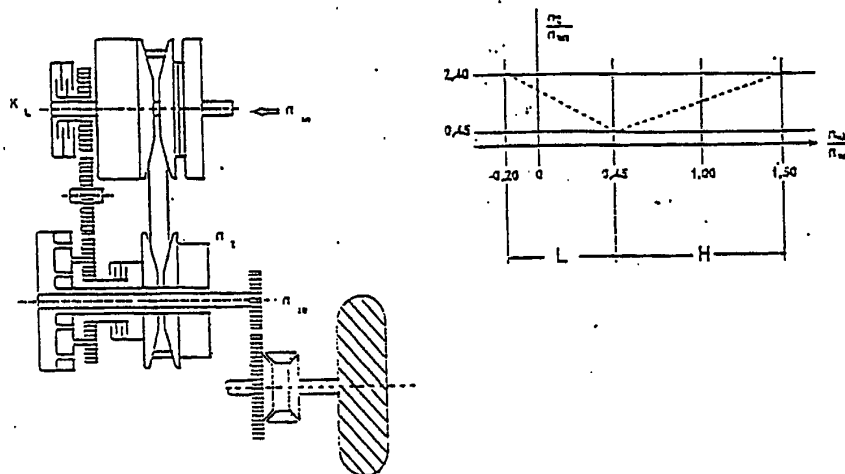


Bild 7.14

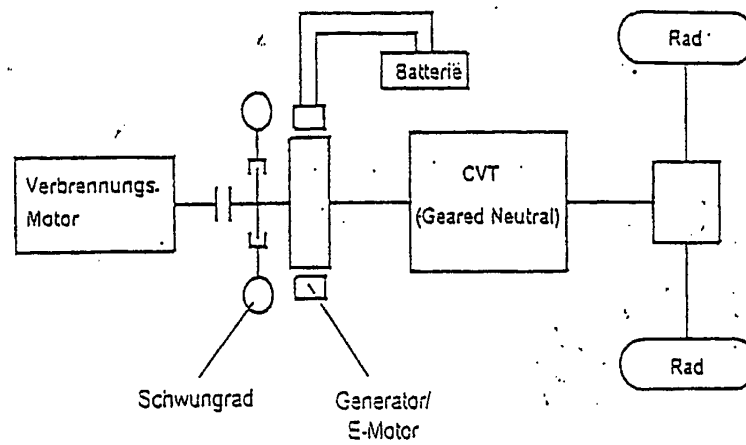


Bild 7.15

